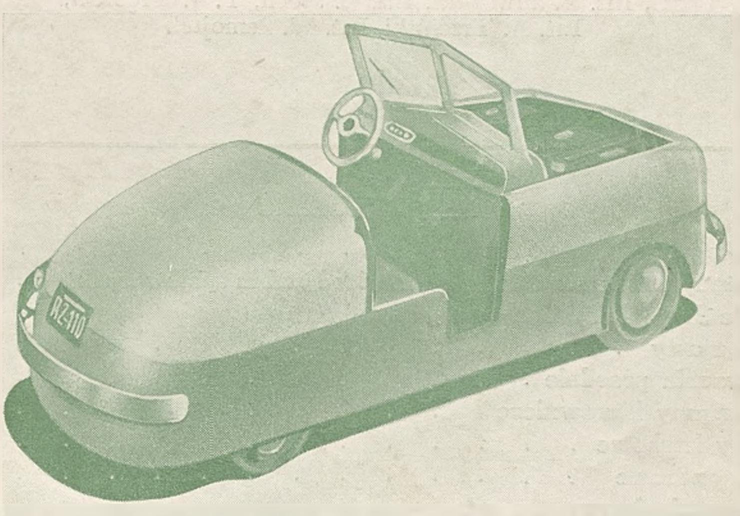
PRZEGLĄD MOTORYZACYJNY

THE POLISH MOTOR DIGEST



EDINBURGH Nr. 15 MAJ 1946
WYDAWNICTWO SEKCJI MOTORYZACYJNEJ STOWARZYSZENIA
TECHNIKÓW POLSKICH W WIELKIEJ BRYTANII

TREŚĆ NUMERU

Od Redakcji . . . . Str. 65
Nowe metody obliczania obiegów silników i turbin spalinowych . . „ 65
Brytyjskie Samochody Osobowe:
- **Tylne mosty** . . . . „ 73
- **Zawieszenia przednie** . . . . „ 78
- **Mechanizmy kierownicze** . . . . „ 82

Lane wały korbowe . . . . „ 85
Spawanie oporowe . . . . „ 87
Rynek Samochodowy:
- **Amerykański samochód popularny „The Bobby-Car"** . . . . „ 93
- **Nowy samochód „Kaiser"** . . . . „ 95
- **Karrier CK_3** . . . . „ 95
- **Traktor uniwersalny Nuffielda** . . . . . . „ 95

Drobiazgi Techniczne:
- **Spawanie cierne termoaktywnych mas plastycznych** . . . . „ 96
- **Obróbka termiczna zębatego pierścienia rozrusznika metodą indukcyjną** . . . . . . „ 96
- **Nowy ciężki stop do wyważania** . . . . . . „ 96

PRZEGLĄD MOTORYZACYJNY

WYDAWNICTWO SEKCJI MOTORYZACYJNEJ STOWARZYSZENIA TECHNIKÓW POLSKICH W WIELKIEJ BRYTANII

Adres Redakcji i Administracji - Charleshill, near Aberdour, Fife, Gt. Britain

Cena numeru - 1/6 Prenumerata - 4/6 za 3 numery

Maj 1946r. Nr. 15

OD REDAKCJI

Pragniemy powiadomić Szanownych Czytelników, że poczynając od bieżącego numeru, „Przegląd Motoryzacyjny“ będzie wydawany w okresach miesięcznych.

Stało się to możliwym na skutek zwiększenia pomocy, udzielanej czasopismu przez Wojskowy Instytut Techniczny w formie subwencji, zwiększenia jego udziału w pracach redakcyjnych i wydawniczych. Za pomoc tę i współpracę, wyrażamy Wojskowemu Instytutowi Technicznemu podziękowanie.

Mamy nadzieję, że regularne wydawanie „Przeglądu Motoryzacyjnego“ jako miesięcznika zawierającego więcej treści, przyczyniać się będzie w większym stopniu do rozpowszechniania i pogłębiania wiedzy technicznej wśród techników polskich.

W dążeniu do spełnienia tych zadań, zwracamy się z gorącym apelem do ogółu techników polskich, o głębsze zainteresowanie pismem oraz o czynną współpracę.

KOMITET REDAKCYJNO-WYDAWICZY
„PRZEGLĄDU MOTORYZACYJNEGO“.

NOWE METODY OBLICZANIA OBIEGÓW SILNIKÓW I TURBIN SPALINOWYCH

Dr. Inż. Józef Kestin

W ciągu ostatniego dziesięciolecia w Stanach Zjednoczonych i w Niemczech przeprowadzono bardzo precyzyjne pomiary ciepła właściwego gazów. Pomiary te zostały wykonane przy pomocy metody spektroskopowej, w oparciu o kinetyczną teorię gazów i teorię kwantów. Znajomość metod pomiarowych jest zbędna do opanowania nowych metod obliczenowych, których punktem wyjścia są ostateczne wartości ciepła właściwego gazów, wyrażone jako funkcja temperatury. Istota tych metod polega na uwzględnieniu zależności ciepła właściwego gazów od temperatury. Przy użyciu odpowiednich tablic, podobnie jak to ma miejsce w technice pary, obliczenia takie są niezbyt skomplikowane, zaś wyniki, rzecz jasna, obarczone są znacznie mniejszym błędem.

Tablice takie przystosowane do interpolacji liniowej, a więc ułożone dla małych skoków temperatur, zostały opublikowane dla powietrza, przy użyciu jednostek angielskich. Podobne tablice dla pozostałych gazów, mających znaczenie w technice, są w przygotowaniu. W artykule niniejszym podano za Schmidt'em tabele ramowe w jednostkach metrycznych. W celu otrzymania dokladnych wy-

ników poleca się stosowanie interpolacji przy pomocy wykresów.

W końcu artykułu przeprowadzono, tytułem przykładu, obliczenie sprawności wzorców powietrznych trzech podstawowych obiegów gazowych (Otto, Diesel, turbina stałych ciśnień). Wyniki obliczeń dają pogląd na wielkość błędu, jaki się popełnia, zakładając stałość ciepła właściwego.

I. Dwie klasy gazów doskonałych.

Czytelnicy pamiętają, ze studium termodynamiki, że gazem doskonałym nazywamy gaz, odpowiadający dwum warunkom:

(a) termiczne parametry stanu tego gazu, to jest ciśnienie P, objętość właściwa v i temperatura bezwzględna T spełniają równanie stanu w postaci

$$P \cdot v = R \cdot T \qquad (1)$$

gdzie stała gazowa R, zależy jedynie od ciężaru cząsteczkowego gazu M i wynosi:

$$R = \frac{\overline{R}}{M} \qquad (2)$$

Wielkość $\overline{R}$ jest stałą gazową uniwersalną, której wartość, według najnowszych pomiarów wynosi:

$\overline{R}$ = 847,85 kgm/kmol °C
= 8,3149.10[10] erg/kmol °C
= 8312,4 int.joule/kmol °C [1])
= 1,9867 Kal/kmol °C [2])
= 1,9857 IT Kal/kmol °C [3])
= 2,3090.10[-3] kWh/kmol °C

(b) Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, C_p, przy stałej objętości, C_v, oraz wykładnik izentropy [4])

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \qquad (3)$$

mają wartości stałe, niezależne od ciśnienia i temperatury gazu.

O ile pierwsze z tych dwu założeń nie prowadzi do znacznych błędów w obliczeniach, o tyle drugie nie daje się utrzymać. Na przykład parametry powietrza spełniają r. (1) w granicach 2% w temp. 0°C i pod ciśnieniem 50 at, oraz w granicach 1,5% pod tym samym ciśnieniem i w temp. 200°C. Pod ciśnieniem 100 at błąd jest większy i wynosi 3% dla 0°C i 4% dla 200°C. W zagadnieniach, związanych z obliczaniem silników, ciśnienie rzadko dosięga wartości 50 at, a więc można przyjąć ważność r. (1)

Rozpatrując, znów tytułem przykładu, wielkości c_p dla powietrza (tabl. I) zauważymy, że w przedziale 0-100°C wartość jego zmienia się o 0,67%, zaś w przedziale 0-1000°C zmiana wynosi już 17,9% i przekracza dopuszczalny błąd obliczeń.

Dochodzimy więc do wniosku, że możemy utrzymać założenie (a) lecz musimy obalić założenie (b), co pociąga za sobą konieczność rozróżnienia dwuch klas gazów doskonałych. Przyjęły się tu dwa następujące określenia: każdy gaz spełniający założenie (a) nazywamy *gazem kalorycznie doskonałym*. O ile ponadto gaz spełnia założenie (b) to nazywamy go *termicznie doskonałym*. W niniejszym artykule zajmiemy się opisem własności gazów doskonałych kalorycznie, lecz niedoskonałych termicznie.

W praktyce, każdy gaz w granicach ciśnień mniejszych od ok. 50 at można uważać za doskonały kalorycznie. Gazy można ponadto uważać za termicznie doskonałe o ile zakres rozpatrywanych temperatur jest rzędu 100°C.

TABELA I. (wg. SCHMIDT'a)

Ciepło właściwe $\overline{C}_p$ gazów w Kal/kmol °C. W celu przeliczenia na 1 kg należy liczby w tabeli podzielić przez ciężar cząsteczkowy M, podany w ostatniej rubryce. W celu przeliczenia na 1 N m³ należy dzielić przez 22,41 Nm³/kmol. $\overline{C}_v = \overline{C}_p - 1,99$

(Tabela nie uwzględnia dysocjacji i odnosi się do małych ciśnień.)

t° C	H_2	N_2 *)	O_2	CO	H_2O	CO_2	SO_2	Powietrze	t° C
0	6,84	6 93	6.99	6,96	8.00	8,60	9,20	6,95	0
100	6,96	6.95	7.14	6,99	8.14	9,63	10,16	6,99	100
200	6,99	7,01	7.36	7.08	8.35	10.46	10,92	7,09	200
300	7,01	7.13	7.60	7.22	8,60	11.12	11.52	7.23	300
400	7,03	7,27	7.82	7,39	8.80	11,69	12,00	7.40	400
500	7,06	7,44	8.01	7,57	9.18	12,17	12,35	7,55	500
600	7.12	7,60	8,17	7,74	9,49	12,57	12,63	7,70	600
700	7,19	7,74	8.30	7,89	9,81	12,91	12,85	7,86	700
800	7,28	7,87	8,41	8.03	10,13	13,19	13,01	7,99	800
900	7,38	7,98	8,50	8,14	10,44	13,43	13,14	8.10	900
1000	7,49	8,08	8,58	8,24	10.72	13,63	13,25	8,20	1000
1100	7,59	8,18	8.65	8.33	10,98	13,80	13,33	8,29	1100
1200	7,69	8,27	8,72	8.40	11,22	13,95	13,40	8,37	1200
1300	7,79	8,34	8,78	8.46	11,44	14,08	13,46	8,43	1300
1400	7,89	8,40	8,85	8.52	11,66	14,20	13,51	8,49	1400
1500	7,98	8,45	8,91	8.57	11,86	14,30	13,55	8,55	1500
1600	8,07	8,50	8,96	8.61	12,04	14,39	13,59	8,60	1600
1700	8,16	8,54	9,02	8.65	12.22	14,47	13,62	8,65.	1700
1800	8,24	8,58	9,07	8,69	12,36	14.54	13,65	8,69	1800
1900	8,31	8,62	9,13	8.72	12,50	14,60	13,67	8,72	1900
2000	8,38	8,65	9.18	8,74	12,62	14,66	13,69	8,76	2000
2100	8,45	8,68	9,23	8.77	12,75	14,72	13,70	8,80	2100
2200	8,51	8,70	9,28	8.79	12,86	14,77	13,72	8,83	2200
2300	8,57	8,73	9,33	8,81	12,97	14,82	13,73	8,86	2300
2400	8,62	8,75	9,37	8.83	13,07	14,86	13,74	8,89	2400
2500	8,67	8,77	9,42	8.85	13,17	14,91	13.76	8,92	2500
2600	8,72	8,79	9,46	8.87	13,26	14,95	13,77	8,94	2600
2700	8,77	8,80	9,50	8.89	13,34	14,89	13,77	8,96	2700
2800	8,82	8,82	9,54	8.91	13,42	15,03	13,78	8,98	2800
2900	8,86	8,84	9,58	8.92	13,48	15,06	13,79	9,00	2900
3000	8,90	8,85	9,62	8.93	13,55.	15,10	13,79	9,02	3000
M =	2,02	28,16	32,00	28,00	18,02	44,00	64,06	28,964	= M

*) azot z powietrza, wraz z gazami szlachetnymi.

---

[1]) *w joule'ach międzynar.*

[2]) *w kaloriach piętnastostopniowych.*

[3]) *w kaloriach międzynarodowych (1 IT Kal = 1/860 kWh).*

Tabele w niniejszym artykule są wyrażone w kaloriach międzynar. (IT Kal) lecz dla prostoty użyto skrótu Kal).

[4]) *W latach ostatnich przyjęło się bardzo dogodne rozróżnienie dwuch kategorii przemian adiabatycznych. Każdą przemianę bez wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem i otoczeniem nazywamy przemianą adiabatyczną. Z pośród przemian adiabatycznych wyodrębniamy przemiany adiabatyczne o d w r a c a l n e, które nazywamy i z e n t r o p o w y m i. Tak więc np. rozprężanie w cylindrze silnika jest, w granicznym przypadku, przemianą izentropową, natomiast np. dławienie jest przemianą adiabatyczną lecz nie izentropową.*

2. *Wnioski, wypływające z przyjęcia równania P.v = R.T.*

Zanim przejdziemy do omówienia własności ciepła właściwego gazów termicznie niedoskonałych, musimy dokładnie przeanalizować konsekwencje, wynikające z utrzymania ważności r. (1). Wbrew przyjętym w technice zwyczajom, w niniejszych rozważaniach będziemy odnosić wielkości do 1 mola a nie do 1 kg gazu, ponieważ jest to dogodniejsze i bardziej racjonalne. W myśl tej umowy, r. (1) przyjmie postać

$$P \cdot \overline{V} = \overline{R} \cdot T \qquad (1a)$$

gdzie kreska nad symbolem oznacza wielkość odniesioną do 1 mola, tj. *M* kg czynnika.

Pomijając dowody i przekształcenia matematyczne, które można znaleźć w podręcznikach [5]) zreasumujemy najbardziej istotne wnioski. Znajomość równania stanu gazów doskonałych w postaci (1) lub (1a) w przeciwieństwie do par, nie jest wystarczająca do *obliczenia* ciepła właściwego, a przyjęcie go jedynie narzuca dwa poniższe warunki:

(c) Parametry $\overline{C}_p$, $\overline{C}_v$ i κ nie zależą od ciśnienia i są funkcjami jedynie temperatury. Fakt ten ogromnie ułatwia układ tablic i wykresów dla gazów ponieważ występuje w nich tylko jedna zmienna — *t*;

(d) różnica $\overline{C}_p - \overline{C}_v$ (obliczona dla jednej określonej temperatury, lub różnica średnich wartości, obliczonych dla *tego samego* zakresu temperatur) ma wartość stałą, a mianowicie:

$$\overline{C}_p - \overline{C}_v = A \cdot \overline{R} \qquad (4)$$

$$A \cong \frac{1}{427} \; \frac{Kal}{kgm}$$

Z powyższego wynika natychmiast bardzo ważny wniosek praktyczny:

(e) znajomość jednego z trzech parametrów $\overline{C}_p$, $\overline{C}_v$ i κ dla dowolnego gazu w określonej temperaturze pozwala obliczyć pozostałe dwa. Znając np. $\overline{C}_p$ możemy znaleźć

$$\overline{C}_v = \overline{C}_p - A \cdot \overline{R} \qquad (5)$$

oraz

$$\kappa = \frac{1}{1 - \frac{A \cdot \overline{R}}{\overline{C}_p}} \qquad (6)$$

Jak wiadomo (por. ust. 4) parametry kaloryczne gazu $\overline{U}$, $\overline{I}$ i $\overline{S}$ są określone przez odpowiednie wartości ciepła właściwego, a więc znajomość $\overline{C}_p = f(t)$ pozwala obliczyć wszystkie parametry termodynamiczne gazu, występujące w obliczeniach i całe zagadnienie sprowadza się do pomiaru ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu.

Podkreślamy raz jeszcze, że własności (c) i (d) są logiczną konsenkwencją przyjęcia r. (1) względnie (1a) i są słuszne tak długo, jak długo to równanie pozostaje słuszne. Doświadczenia całkowicie potwierdzają te wnioski. I tak, dla przykładu, średnie ciepło właściwe $[\overline{C}_p]_{20°}^{100°}$ powietrza wzrasta o 4%, gdy ciśnienie wzrasta od 1 at do 50 at i o 25% gdy ciśnienie wzrasta od 1 at do 300 at.

Zanim przejdziemy do omówienia metod obliczania pozostałych parametrów kalorycznych gazów, opiszemy pokrótce metody pomiaru ciepła właściwego.

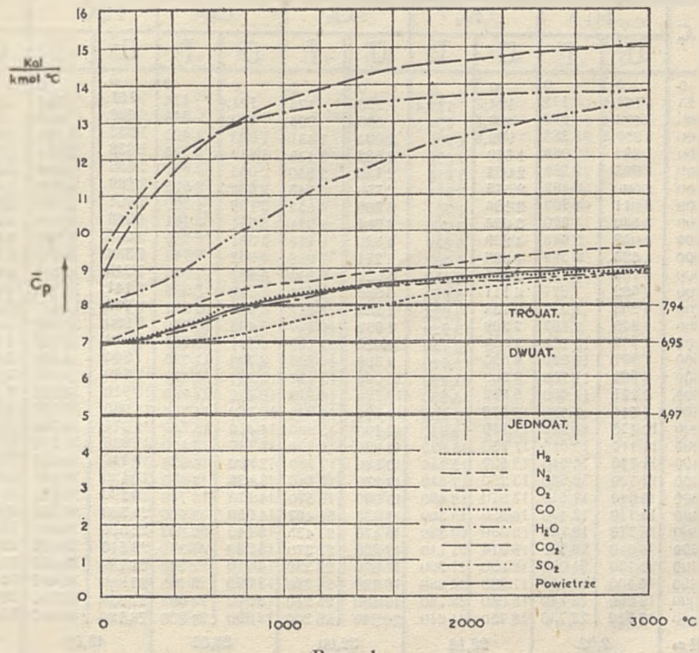
3. *Oznaczanie ciepła właściwego gazów.*

Starsze metody pomiaru ciepła właściwego były w istocie swej empiryczne. Najstarsza metoda bezpośrednia polegała na pomiarach kalorymetrycznych. Później rozwinięto metodę, polegającą na pomiarze przyrostu temperatury wywołanego przez ciepło Joule'a, wydzielane przez odpowiedni drut, umieszczony w strumieniu badanego gazu. W wyższych temperaturach, zagadnienia izolacji cieplnej w tych metodach, stają się trudne do opanowania, a błąd, wynikły wskutek strat cieplnych staje się niepomiernie duży. Znaczne trudności przedstawia dokładny pomiar masy gazu, zaś mała pojemność cieplna gazów, w porównaniu z pojemnością cieplną przyrządów, poważnie ogranicza dokładność pomiarów.

Metoda pośrednia polegała na oznaczaniu wykładnika izentropy κ, który jak to wynika z rozważań poprzedniego ustępu, wystarcza do oznaczenia $\overline{C}_p$ i $\overline{C}_v$. Wykładnik κ oznaczano drogą pomiarów podczas gwałtownego rozprężania (metoda Clement-Desormes'a) lub przez pomiar szybkości dźwięku. Obydwie te metody są niepraktyczne w wyższych temperaturach.

Równolegle z tymi metodami empirycznymi rozwijała się teoria kinetyczna gazów, która starała się *obliczyć* wartości ciepła właściwego gazów. Klasyczna teoria kinetyczna gazów prowadziła do stałych wartości $\overline{C}_p$, $\overline{C}_v$ i κ przy czym wartości te zależały jedynie od liczby atomów w cząsteczce gazu. Powyższe wnioski są zgodne z doświadczeniem dla gazów o budowie najprostszej tj. jednoatomowych, lecz teoria ta zawodzi w wypadku gazów dwu i wieloatomowych, ponieważ przyjmuje zbyt uproszczony model budowy gazu.

Rozwój teorii kwantów pozwolił na rozszerzenie i pogłębienie powyższej



Rys. 1.

Ciepło właściwe $\overline{C}_p$ gazów według Schmidt'a i według teorii kinetycznej gazów.

[5]) *P. np. EPSTEIN, P.S.: Textbook of Thermodynamics, New York, 1937, str. 38 i 44.*

teorii [6]) oraz na stworzenie nowej metody pośredniej pomiaru ciepła właściwego. Teoria kwantów wiąże ciepło właściwe z budową materii gazu i z własnościami jego widma. W ten sposób, z pomiarów spektroskopowych, możemy obecnie bardzo dokładnie oznaczać ciepło właściwe gazów w bardzo szerokim zakresie temperatur.

Pomiary takie zostały wykonane przez cały szereg fizykochemików amerykańskich i niemieckich. [7]) Wyniki ich można przyjąć jako dane do obliczeń technicznych. Znajomość, nawet pobieżna, tych nowoczesnych metod laboratoryjnych i odpowiedniej teorii jest zupełnie zbędna.

Na rys. 1 przedstawiono w formie wykresu wyniki pomiarów niemieckich cytowane w tab. I według Schmidt'a. [8]) Grube linie poziome przedstawiają wartości $\overline{C}_p$, obliczone z klasycznej teorii kinetycznej gazów, która jak widać, daje wyniki zgodne z doświadczeniem jedynie w temperaturach zbliżonych do temperatury otoczenia.

Skoki temperatur w tab. I są zbyt duże, ażeby można było stosować interpolację liniową, wskutek czego poleca się stosować interpolację graficzną. Warto też zaznaczyć, że dane te nie dają się przedstawić przy pomocy prostego równania empirycznego. Dawniej używane wzory potęgowe typu:

$$\overline{C}_p = A + B \cdot t + C \cdot t^2 + \cdots$$

zawodzą całkowicie.

[6]) *Bardzo jasne streszczenie wywodów obydwu teorii znajdzie czytelnik w pracy: EWING, J. A. Thermodynamics for Engineers, Cambridge. 1936, str. 257.*

[7]) *Por. zał. bibliogr.*

[8]) *SHMIDT, E.: Einführung in die technische Thermodynamik, Berlin, 1944 r., str. 40 i nast.*

TABELA II. (wg. SCHMIDT'a)

Energia wewnętrzna $\overline{U}$ i entalpia $\overline{I}$ gazów w Kal/kmol°C. W celu przeliczenia na 1 kg należy liczby w tabeli podzielić przez ciężar cząsteczkowy M, podany w ostatniej rubryce. W celu przeliczenia na 1 Nm³ należy dzielić przez 22,41 N m³/kmol.

W tabeli przyjęto $\overline{U}_0 = 0$ oraz $\overline{I}_0 = 0°$ dla 0° C.

Średnie ciepło właściwe molowe w granicach od 0° C do t° C oblicza się z wzoru $[\overline{C}_v]_0^t = \overline{U}_t/t$ oraz $[\overline{C}_p]_0^t = \overline{I}_t/t$. - Średnie ciepło właściwe w granicach t_1, t_2 oblicza się z wzoru $[\overline{C}_v]_{t_1}^{t_2} = (\overline{U}_{t_2} - \overline{U}_{t_1})/(t_2 - t_1)$ oraz $[\overline{C}_p]_{t_1}^{t_2} = (\overline{I}_{t_2} - \overline{I}_{t_1})/(t_2 - t_1)$. Średnie ciepła również spełniają związek $[\overline{C}_p]_{t_1}^{t_2} - [\overline{C}_v]_{t_1}^{t_2} = A\overline{R}$.

(Tabela nie uwzględnia dysocjacji i odnosi się do małych ciśnień.)

t° C	H_2		N_2 *)		O_2		CO		H_2O		CO_2		SO_2		Powietrze		t° C
	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	$\overline{U}$	$\overline{I}$	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	122,4	172	124,3	173,4	125,4	175	124,4	174	151,4	201	167,4	217	184,4	234	124,4	174	25
100	493,4	692	498,5	604,5	506,4	705	499,4	698	608,4	807	718,4	917	775,4	974	498,4	697	100
200	990,6	1 386	999,6	1 392	1 034	1 431	1 003	1 400	1 232	1 629	1 524	1 821	1 634	2 031	1 003	1 400	200
300	1 492	2 088	1 510	2 098	1 582	2 178	1 519	2 116	1 878	2 474	2 395	2 991	2 558	3 154	1 519	2 115	300
400	1 995	2 789	2 033	2 818	2 156	2 950	2 053	2 847	2 556	3 350	3 342	4 136	3 531	4 325	2 053	2 847	400
500	2 500	3 493	2 573	3 564	2 750	3 743	2 602	3 696	3 266	4 259	4 339	5 329	4 551	5 544	2 601	3 594	500
600	3 011	4 203	3 126	4 301	3 360	4 652	3 168	4 360	3 994	5 186	5 377	6 569	5 608	6 798	3 164	4 356	600
700	3 630	4 920	3 695	5 068	3 984	5 374	3 751	5 141	4 748	6 138	6 445	7 835	6 677	8 067	3 744	5 134	700
800	4 059	5 648	4 259	5 829	4 626	6 215	4 351	5 940	5 563	7 152	7 574	9 163	7 785	9 374	4 344	5 933	800
900	4 595	6 382	4 886	6 652	5 271	7 058	4 962	6 749	6 388	8 175	8 702	10 490	8 894	10 680	4 953	6 740	900
1000	5 139	7 125	5 495	7 457	5 924	7 910	5 683	7 560	7 248	9 234	9 867	11 850	10 016	12 000	5 575	7 561	1000
1100	5 692	7 877	6 111	8 269	6 589	8 774	6 210	8 395	8 141	10 330	11 038	13 223	11 145	13 330	6 197	8 382	1100
1200	6 255	8 638	6 738	9 092	7 259	9 642	6 848	9 231	9 039	11 420	12 239	14 620	12 281	14 600	6 828	9 211	1200
1300	6 825	9 407	7 369	9 920	7 937	10 520	7 493	10 080	9 880	12 600	13 434	16 020	13 420	16 000	7 467	10 060	1300
1400	7 402	10 180	8 008	10 750	8 620	11 400	8 141	10 920	10 922	13 700	14 646	17 430	14 580	17 360	8 049	10 890	1400
1500	7 997	10 960	8 655	11 600	9 306	12 290	8 795	11 770	1 900	14 880	15 880	18 850	15 740	18 720	8 766	11 750	1500
1600	8 603	11 780	9 309	12 450	10 000	13 180	9 461	12 460	12 890	16 070	17 110	20 290	16 910	20 090	9 424	12 600	1600
1700	9 221	12 600	9 962	13 300	10 700	14 070	10 120	13 500	13 910	17 290	18 300	21 740	18 090	21 470	10 090	13 460	1700
1800	9 841	13 420	10 620	14 150	11 390	14 970	10 780	14 360	14 930	18 500	19 580	23 150	19 270	22 840	10 750	14 320	1800
1900	10 470	14 240	11 280	15 010	12 100	15 880	11 450	15 230	15 970	19 740	20 830	24 610	20 460	24 230	11 420	15 190	1900
2000	11 110	15 080	11 950	15 870	12 820	16 790	12 130	16 100	17 040	21 010	22 110	26 080	21 860	25 640	12 100	16 070	2000
2100	11 740	15 910	12 620	16 740	13 540	17 710	12 800	16 970	18 110	22 280	23 380	27 550	—	—	12 780	16 950	2100
2200	12 390	16 760	13 290	17 610	14 270	18 640	13 490	17 860	19 190	23 560	24 660	29 030	—	—	13 460	17 830	2200
2300	13 040	17 610	13 970	18 490	15 000	19 570	14 170	18 740	20 290	24 860	25 940	30 510	—	—	14 150	18 720	2300
2400	13 710	18 470	14 650	19 360	15 730	20 497	14 850	19 620	21 390	26 150	27 230	32 000	—	—	14 830	19 600	2400
2500	14 370	19 340	15 330	20 230	16 470	21 435	15 540	20 502	22 500	27 460	28 520	33 490	—	—	15 520	20 490	2500
2600	15 040	20 200	16 010	21 110	17 220	22 370	16 230	21 390	23 610	28 770	29 820	34 990	—	—	16 220	21 380	2600
2700	15 730	21 080	16 690	21 990	17 970	23 330	16 910	22 275	24 730	30 100	31 130	36 490	—	—	16 910	22 270	2700
2800	16 400	21 960	17 380	22 880	18 720	24 280	17 600	23 165	25 880	31 440	32 430	37 900	—	—	17 600	23 160	2800
2900	17 080	22 840	18 060	23 750	19 480	25 240	18 300	24 056	27 020	32 780	33 750	39 510	—	—	18 300	24 060	2900
3000	17 780	23 730	18 750	24 640	20 240	26 200	18 990	24 950	28 180	34 140	35 050	41 010	—	—	19 000	24 970	3000
M =	2,02		28,16		32,00		28,00		18,02		44,00		64,06		28,964		= M

*) azot z powietrza, wraz z gazami szlachetnymi.

4. Obliczanie energii wewnętrznej, entalpii i entropii.

Po ustaleniu wartości $\bar{C}_p$, dla różnych gazów, jako funkcji temperatury, możemy obliczyć $\bar{C}_v$ i κ z równań (5) i (6), poczem możemy przystąpić do obliczenia parametrów kalorycznych gazów, a mianowicie energii wewnętrznej $\bar{U}$, entalpii $\bar{I}$ oraz entropii $\bar{S}$. Jako poziom przyjęto temperaturę 0°C i ciśnienie 1 atm = 1.03323 kg/cm² [9]) i założono, że w tych warunkach:

$$\left.\begin{aligned}\bar{U}_o &= 0\\ \bar{I}_o &= 0\\ \bar{S}_o &= 0\end{aligned}\right\}\ (0°C,\ 1\,atm) \qquad (7)$$

Energię wewnętrzną gazu doskonałego oblicza się z równania różniczkowego:

$$d\bar{U} = \bar{C}_v\ dT \qquad (8)$$

Energia wewnętrzna podobnie jak $\bar{C}_v$ nie zależy od ciśnienia. Energię wewnętrzną w dowolnej temperaturze oblicza się drogą całkowania r. (8), to jest:

$$\bar{U} = \int_o^t \bar{C}_v \cdot dT \qquad (9)$$

Ponieważ wartości $\bar{C}_v = f(T)$ są dane w postaci tablic, całkowanie r. (9) wymaga dużego nakładu pracy rachunkowej, o ile wynik ma być możliwie najdokładniejszy. Wyniki obliczeń są zestawione w tabeli II.

Entalpię (cieplik) gazu oblicza się, analogicznie z równania:

$$d\bar{I} = \bar{C}_p \cdot dT \qquad (10)$$

oraz:

$$\bar{I} = \int_o^t \bar{C}_p \cdot dT \qquad (11)$$

zaś wyniki całkowania są również zestawione w tab. II.

Entropię gazu można obliczyć, na podstawie jednego z dwu równoważnych wzorów Plancka, tj.:

$$d\bar{S} = \frac{\bar{C}_v \cdot dT + A \cdot P \cdot d\bar{V}}{T} \qquad (12)$$

lub:

$$d\bar{S} = \frac{\bar{C}_p \cdot dT - A \cdot \bar{V} \cdot dP}{T} \qquad (13)$$

które, po uwzględnieniu równania stanu $P.\bar{V} = \bar{R}T$ oraz warunków początkowych (7), całkują się do postaci:

$$\bar{S} = \int_o^t \frac{\bar{C}_v \cdot dT}{T} + A \cdot \bar{R} \cdot \ln \frac{\bar{V}}{\bar{V}_o} \qquad (14$$

oraz

$$\bar{S} = \int_o^t \frac{\bar{C}_p \cdot dT}{T} - A\bar{R} \cdot \ln \frac{P}{P_o} \qquad (15)$$

[9]) *Nie wszyscy autorzy amerykańscy stosują się do tej umowy.*

TABELA III. (wg. SCHMIDT'a)

Entropia gazów $\bar{\Sigma}_v = \int_o^t \frac{\bar{C}_v \cdot dT}{T}$ oraz $\bar{\Sigma}_p = \int_o^t \frac{\bar{C}_p \cdot dT}{T}$ w kal/kmol° C.

W celu przeliczenia na 1 kg należy liczby, zawarte w tabeli podzielić przez ciężar cząsteczkowy *M*, podany w ostatniej rubryce. W celu przeliczenia na 1 *N* m³ należy dzielić przez 22,41 *N* m³/kmol.

(Tabela nie uwzględnia dysocjacji i odnosi się do małych ciśnień.)

t° C	H_2		N_2 *)		O_2		CO		H_2O		CO_2		SO_2		Powietrze		t° C
	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	$\bar{\Sigma}_v$	$\bar{\Sigma}_p$	
100	1,53	2.15	1,55	2,17	1.57	2,19	1.56	2,18	1,88	2,50	2,17	2,79	2,48	3,09	1,56	2,18	100
200	2,69	3,78	2,72	3,81	2,81	3,90	2,77	3,86	3,37	4,46	4,06	5,15	4,45	5,62	2,74	3,83	200
300	3.60	5,10	3.68	5,15	3,84	5,31	3,71	5,18	4,58	6,05	5,73	7,20	6,18	7.82	3,69	5,16	300
400	4.41	6,23	4,50	6,29	4,80	6,59	4,56	6,35	5,66	7,43	7,26	9,05	7,73	9.75	4,55	6,34	400
500	5,10	7,20	5.24	7,31	5,61	7,76	5,33	7,40	6,62	8,67	8,62	10,69	9,14	11.47	5.31	7,38	500
600	5,74	8,05	5,91	8,22	6,33	8,74	6,03	8,35	7.51	9,82	9.87	12,18	10,40	13,00	6,02	8,33	600
700	6,30	8,82	6,53	9,05	6,98	9,54	6,65	9,17	8,33	10,89	11,03	13,57	11,58	14,40	6,66	9,20	700
800	6,82	9,54	7.13	9,81	7,66	10,38	7,28	10,00	9,15	11,87	12.19	14,87	12,72	15,68	7,32	10,00	800
900	7.32	10,19	7,67	10,51	8,23	11,12	7,84	10,73	9,88	12.80	13,21	16,06	13.74	16,86	7,83	10,72	900
1000	7.91	10,79	8.16	11,18	8,76	11,82	8.34	11,38	10,59	13.68	14,14	17,19	14.60	17,94	8,32	11,38	1000
1100	8:15	11,35	8,63	11.80	9,29	12.50	8,80	12.03	11,24	14,50	15,04	18,24	15,46	18.96	8.80	12,01	1100
1200	8.55	11,88	9,06	12,40	9,76	13,11	9,26	12,61	11,90	15,28	15,87	19,24	16,29	19,90	9,25	12,60	1200
1300	8,93	12,38	9.47	12,93	10,21	13,69	9,69	13,16	12,50	16,03	16,71	20,19	17,03	20,78	9,67	13,15	1300
1400	9,31	12,96	9.86	13,44	10,63	14,23	10,07	13,68	13,14	16,75	17,46	21,07	17,75	21,64	10,06	13,67	1400
1500	9,65	13,40	10,24	13,94	11,03	14,74	10.44	14,18	13,68	17,41	18,16	21,89	18,43	22,41	10,45	14,16	1500
1600	9.98	13,83	10.58	14,40	11.42	15,24	10,81	14.66	14,25	18,06	18,83	22,67	19,07	23,18	10,80	14,62	1600
1700	10.30	14,24	10,92	14,84	11.79	15,69	11.14	15,02	14.75	18,68	19,47	23,40	19,66	23,87	11,16	15,06	1700
1800	10,60	14,64	10,20	15,25	12,08	16.11	11,45	15,46	15,21	19,24	20.02	24,07	20,20	24,56	11,43	15,47	1800
1900	10,88	15,02	11,51	15,65	12.40	16,52	11,77	15,88	15,69	19,81	20,58	24,72	20,74	25,18	11,74	15,87	1900
2000	11,15	15,39	11,81	16,02	12,71	16,92	12,07	16,28	16,16	20,37	21,15	25,36	21,31	25,70	12,05	16,26	2000
2100	11,44	15,75	12,11	16,40	13,03	17.34	12,35	16,66	16,62	20,91	21.70	26,00	—	—	12,35	16,64	2100
2200	11.72	16,10	12.37	16,75	13.33	17,71	12,62	17,09	17,06	21,44	[illegible]	26,60	—	—	12,61	17,01	2200
2300	11.98	16,44	12,64	17,09	13.65	18.10	12,91	17,39	17,51	21,96	22.75	27,20	—	—	12.91	17,36	2300
2400	12.23	16,77	12,89	17,42	13,92	18,45	13.17	17,73	17.93	22,45	23.25	27,78	—	—	13.16	17,60	2400
2500	12.49	17,09	13.14	17,74	14,19	18,79	13.42	18,06	18,32	22,92	23.73	28,34	—	—	13,42	18,02	2500
2600	12.73	17,40	13.38	18,05	14,45	19,12	13.68	18,38	18,71	23,38	24.21	28,87	—	—	13,67	18,34	2600
2700	12.95	17,77	13.61	18,35	14,70	19.44	13.94	18,68	19,10	23,83	24.64	29,38	—	—	13,92	18,66	2700
2800	13,18	17,99	13.84	18,65	14.96	18,76	14,16	18,97	19,48	24,28	25.07	29,89	—	—	14.14	18,95	2800
2900	13,40	18,27	14.07	19,94	15.20	20,07	14.38	19,25	19,85	24,72	25.50	30,38	—	—	14.36	19,23	2900
3000	13 61	18.54	14.18	19,21	15,46	20,37	14.59	19.52	20,21	25,14	25.93	30.76	—	—	14,58	19,51	3000
M =	2.02		28.16		32,00		28.00		18,02		44,00		64,07		28,964		= M

*) azot z powietrza, wraz z gazami szlachetnymi.

Dla warunków początkowych $\overline{V}_0 = 22{,}415$ m³/kmol, zaś $\overline{P}_0 = 1{,}0332$ kg/cm². Wstawiając te wartości do powyższych równań i wprowadzając logarytmy zwyczajne, otrzymamy następujące uproszczone równania:

$$\overline{S} = \int_0^t \frac{\overline{C}_v \cdot dT}{T} + 4{,}573 \cdot \lg \overline{V} - 6{,}388$$

$$\left(\overline{V} \frac{m^3}{kmol}\right) \qquad (14a)$$

oraz

$$\overline{S} = \int_0^t \frac{\overline{C}_p \cdot dT}{T} - 4{,}573 \cdot \lg \overline{P} + 0{,}064$$

$$\left(P \frac{kg}{cm^2}\right) \qquad (15a)$$

Widzimy, że entropia gazu jest funkcją dwuch parametrów stanu, temperatury i ciśnienia lub temperatury i objętości i składa się z dwu członów. Człon pierwszy:

$$\overline{\Sigma}_v = \int_0^t \frac{\overline{C}_v \cdot dT}{T} \qquad (16)$$

względnie:

$$\overline{\Sigma}_p = \int_0^t \frac{\overline{C}_p \cdot dT}{T} \qquad (17)$$

zależy jedynie od temperatury. Całkowanie, podobnie jak to miało miejsce w wypadku energii wewnętrznej i entalpii, jest uciążliwe. Wyniki całkowania są podane w tabl. III. Drugi człon, zależny tylko od objętości względnie ciśnienia, daje się łatwo obliczyć przy pomocy suwaka.

Podane tu tablice są oparte na badaniach niemieckich, cytowanych przez Schmidt'a. [10]) Porównanie tych tabel z tabelami amerykańskimi przeprowadzone przez autora, wykazało bardzo daleko idącą zgodność i w granicach obliczeń technicznych można je uważać za jednoznaczne. Bardzo obszerne tablice powietrza, nadające się doskonale do użytku praktycznego i zezwalające na pamięciową interpolację liniową, zostały opublikowane w St. Zjednoczonych przez Keenan'a i Kaye'a. [11]) Ogłoszenie podobnych tablic dla pozostałych gazów, spotykanych w technice, zostało zapowiedziane przez tych samych autorów.

W tablicach tych stosowany jest angielski układ miar (°F, B.T.U., etc.).

W wypadku mieszanin gazowych o znanym składzie stosuje się proste wzory proporcjonalne. Najwygodniej jest parametry odnosić do 1 mola, biorąc za punkt wyjścia udziały objętościowe składników ν. Wtedy dla 1 mola mieszaniny

$$\overline{C}_p = \sum_i \overline{C}_{pi} \cdot \nu_i$$

($\overline{C}_v$ i κ należy obliczać z r. (5) i (6).)

[10]) *SCHMIDT, loc. cit.*

[11]) *KEENAN, J. H., KAYE, J. Thermodynamic properties of air, New York, 1945 r.*

$$\left.\begin{aligned} \overline{U} &= \sum_i U_i \cdot \nu_i \\ \overline{I} &= \sum_i I_i \cdot \nu_i \\ \overline{\Sigma} &= \sum_i \overline{\Sigma}_i \cdot \nu_i \end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

Sumowanie rozciąga się na wszystkie składniki mieszaniny i przeprowadza się dla określonej temperatury. W celu otrzymania liczb, odniesionych do 1 kg, wyniki należy podzielić przez średni ciężar cząsteczkowy mieszaniny

$$M = \sum_i M_i \cdot \nu_i \qquad (19)$$

W celu usprawnienia obliczeń załączamy na rys. 2 nomogram Lutz'a i Wolf'a [12]), służący do określenia średniego ciężaru cząsteczkowego gazów, składających się z azotu (z powietrza), tlenu, dwutlenku węgla i pary wodnej. Sposób posługiwania się tym nomogramem wynika jasno z rys. 2.

5. *Podstawowe własności prostych przemian gazów doskonałych.*

Celem łatwiejszego zrozumienia opisanych niżej metod wykreślnych przypominamy, znów bez podawania dowodów, podstawowe własności prostych przemian gazów doskonałych.

a) Przemiana przy stałej objętości.

$$\left.\begin{aligned} &\text{praca przemiany } L = O \\ &\text{praca techniczna } L = V(P_1 - P_2) \\ &\text{ciepło przemiany } Q = U_2 - U_1 \end{aligned}\right\} \qquad (20)$$

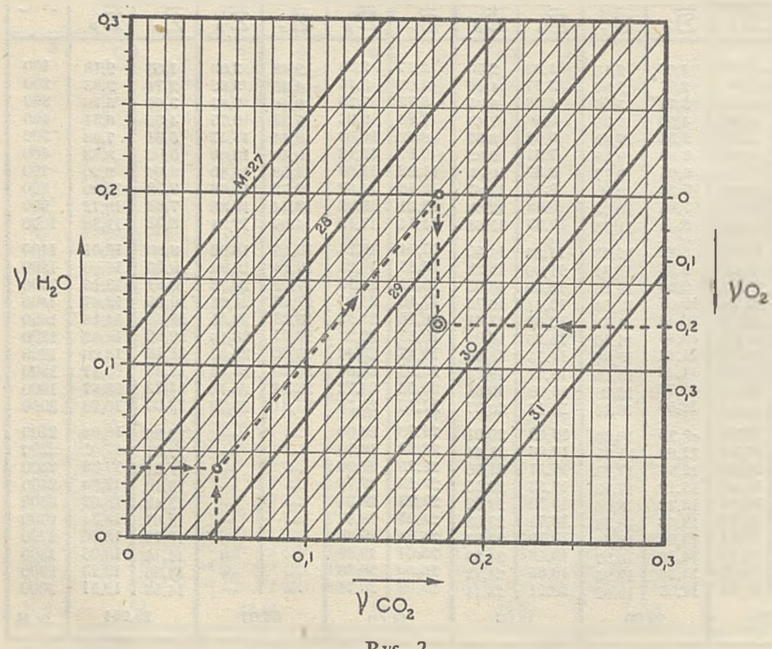
b) Przemiana przy stałym ciśnieniu.

$$\left.\begin{aligned} &\text{praca przemiany } L = P(V_2 - V_1) \\ &\text{praca techniczna } L = O \\ &\text{ciepło przemiany } Q = I_2 - I_1 \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

c) Przemiana izentropowa

równanie przemiany $S_1 = S_2 = \text{const.}$

$$\left.\begin{aligned} &\text{praca przemiany } AL = U_1 - U_2 \\ &\text{praca techniczna } AL = I_1 - I_2 \\ &\text{ciepło przemiany } Q = O \end{aligned}\right\} \qquad (22)$$



Rys. 2.
Nomogram do określania średniego ciężaru częsteczkowego mieszanin N_2, O_2, CO_2 i H_2O (wg Lutz'a i Wolf'a).

[12]) *LUTZ, O. i WOLF, F.: J, S.— Tafel für Luft und Verbrennungsgase, Berlin, J. Springer, 1938.*

Równania dla przemian izotermicznych i dla dławienia są te same, co dla gazów doskonałych o stałym cieple właściwym.

Przypomnimy również, że praca przemiany jest wykonana przez czynnik, przy jednorazowym poddaniu go przemianie od punktu 1 do punktu 2, natomiast praca techniczna uwzględnia pracę pompowania tj. pracę zassania czynnika i wyrzucenia go z maszyny.

W obiegach zamkniętych

$$\sum A{\cdot}L = \sum A{\cdot}L_t = \sum Q \qquad (23)$$

6. *Budowa wykresu entropowego i, s.*

Sporządzenie wykresu i, s, dla gazu doskonałego o zmiennym cieple właściwym jest rzeczą względnie prostą, zwłaszcza że krzywe na wykresie mają szereg ciekawych własności. Dla każdego rodzaju gazu lub dla każdej mieszaniny gazów, rzecz jasna, wymagany jest osobny wykres.

W pierwszym rzędzie skale temperatury i energii wewnętrznej są sprzężone ze skalą entalpii, zaś linie stałych temperatur i stałej energii wewnętrznej są poziome i równoległe do skali entropii. W celu wykreślenia skali temperatur najwygodniej jest wykreślić pomocniczą krzywą $i=f(t)$, według tab. II. Sposób postępowania wynika jasno z rys. 3. Tak samo można wykreślić skalę u. Rzecz jasna, że skale u i t głównego wykresu nie są skalami liniowymi.

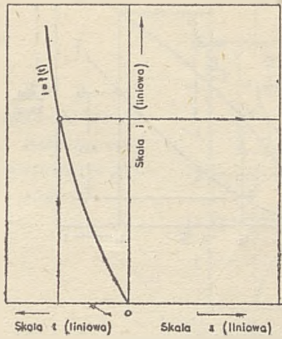
Krzywe stałych ciśnień, jak to wynika wprost z r. (15a), są wszystkie identycznego kształtu i są przesunięte względem siebie równolegle do osi entropii. Dla dowolnego P r. (15a) przedstawia zależność pomiędzy temperaturą i entropią, a więc równanie tej krzywej $P=$const, w układzie t, s. Ponieważ entalpia i jest funkcją jedynie temperatury, krzywą $P=$const. jest nietrudno wykreślić w układzie i, s przy pomocy uprzednio zbudowanej skali t. Krzywa $P=1{,}033$ kg/cm² przechodzi przez początek układu spółrzędnych ze względu na założenie (7).

Krzywą tą wykreśla się przez odkładanie par wartości i oraz

$$\sigma_p = \int_0^t \frac{c_p \cdot dT}{T}$$

z tab. II i III na liniach poziomych, odpowiadających odpowiednim temperaturom. Wreszcie warto zauważyć, że na dowolnej prostej poziomej $i=$const lub $t=$const można odłożyć skalę na P, która jest odwróconą skalą logarytmiczną. Wynika to odrazu z r. (15a)

$$\int_0^t \frac{c_p \cdot dT}{T} \qquad v=\text{const}$$



Rys. 3.
Konstrukcja skal t oraz u na wykresie i, s.

na takiej linii poziomej, to jest

$$s = \text{const.} - \lg P$$

Skalę taką można narysować u góry wykresu albo też na osobnym skrawku papieru, w celu ułatwienia interpolacji i zmniejszenia ilości krzywych P na wykresie. Teoretycznie wystarcza tu *jedna* krzywa $P=$const. Skala taka jest przedstawiona na rys. 4.

Krzywe stałej objętości mają analogiczną budowę, co wynika z symetrii r. (14a) i (15a), z tą różnicą w tym wypadku jest to prosta skala logarytmiczna.

W celu sporządzenia wykresu dla dowolnej mieszaniny gazów należy uprzednio przeliczyć odpowiednie tabele wg. r. (18). Przy danym paliwie wykresy takie sporządza się dla szeregu wartości nadmiaru powietrza lub stosunku paliwo: powietrze. [13])

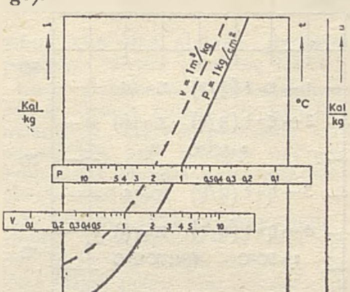
7. *Wykres Schmidt'a.*

Wykresy opisane w poprzednim ustępie opłaci się wykonywać tylko wtedy, gdy zachodzi konieczność rozwiązania większej ilości zadań, w szczególności zadań związanych z przepływem gazów. Nakład pracy można zmniejszyć stosując metodę Schmidt'a. [14])

Przede wszystkim należy sporządzić po dwa wykresy dla każdego składu gazu, występującego w zadaniu. Wykresy takie są przedstawione na rys. 5. Na pierwszym z nich wykreśla się $\overline{U}=f(t)$ oraz $\Sigma_v=f(t)$ na wspólnej skali temperatur. Na drugim wykreśla się, podobnie, $\overline{I}=f(t)$ oraz $\Sigma_p=f(t)$ Na rys. 5 przedstawiono metodę graficzną obliczenia temperatury po rozprężeniu izentropowym przy danym stosunku objętości względnie ciśnień oraz pracy technicznej $AL_{t_1}=\overline{I}_1-\overline{I}_2$ rozprężania. Metody rozwiązywania innych zadań wynikają z r. (20), (21) i (22). Dodatkowo pamiętać należy, że podczas spalania przy stałym ciśnieniu, entalpia gazów spalinowych jest równa sumie entalpii mieszanki paliwa z powietrzem i wartości opałowej paliwa, zaś podczas spalania przy stałej objętości energia wewnętrzna gazów spalinowych jest równa sumie energii wewnętrznej mieszanki i wartości opałowej paliwa.

8. *Wykres Lutz'a i Wolf'a.*

Metody, opisane w poprzednich dwu ustępach, aczkolwiek proste w rysunku, mają tę wspólną wadę, że wymagają sporządzenia kompletu wykresów dla każdego składu gazu. Wykres Lutz'a i Wolf'a [12]) usuwa tę konieczność kosztem komplikacji rysunku i zmniejszenia dokładności. W wykresie tym wyzyskano oddawna zauważony fakt, że w granicach kilkuprocentowej dokładności rachunku, paliwa spotykane w technice dają się podzielić na pewne grupy, w ramach których gazy spalinowe różnią się nieznacznie pod względem właściwości fizycznych [15]). Dla każdej z grup można dobrać paliwo „wzorcowe" o określonym składzie węgla i wodoru, np. 85% C i 15% H_2 lub 92% C i 8% H_2. Wykres ten można stosować w praktyce do wszystkich paliw stałych i ciekłych za wyjątkiem spirytusów. Zmiany w składzie uwzględnia się przy pomocy odpowiedniego spółczynnika empirycznego.

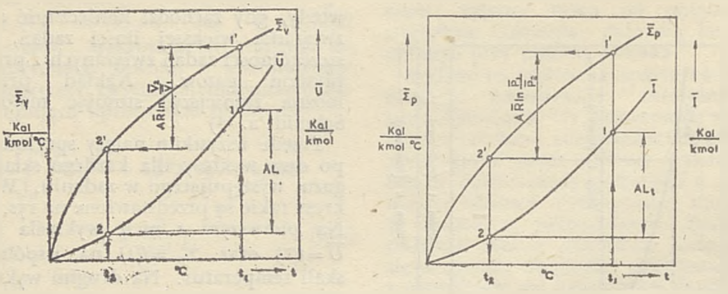


Rys. 4.
Posługiwanie się ruchomymi skalami na P i v.

[13]) *Por. PFLAUM, W.: I, s—Diagramme für Verbrennungsgase und ihre Anwendung auf die Verbrennungsmaschine, Berlin, VDI, 1932 r. (przestarzałe wartości ciepła właściwego).*

[14]) *SCHMIDT, E.: Jb. 1938 d. deutschen Luftfahrtforschung, Erg. Bd., str. 314 oraz Einführung in die technische Thermodynamik, Berlin, 1944 r., str. 139.*

[15]) *Z tego faktu skorzystali np. Rosin i Fehling celem zbudowania ogólnego wykresu służącego do obliczania temperatury spalania. Por. ROSIN, P. i FEHLING, R.: Das i, t Diagramm der Verbrennung. Z. VDI., t. 71, 1927, str. 383 oraz osobne wydawnictwo VDI., 1929 r.*



Rys. 5.
Wykresy Schmidt'a.

Dokładny opis tego wykresu przekracza ramy niniejszego artykułu, wobec czego zmuszeni jesteśmy odesłać czytelnika do prac oryginalnych [16]).

Na zakończenie wspomnieć należy również o wykresie *J*, λ, zaproponowanym przez Schmidta, który jest korzystny w pewnych wypadkach [17]).

[16]) *op. cit. oraz LUTZ, O. i WOLF, F.: Die graphische Ermittelung von Ausströmvorgängen, Luftfahrtforschung, t. 10, 1940 r., str. 332.*

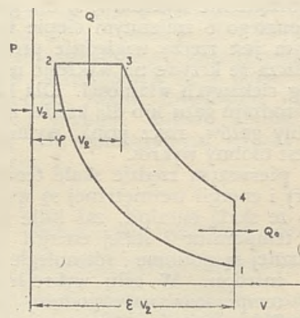
[17]) *SCHMIDT, E.: Das I, λ — Diagramm, ein neues Hilfsmittel zur Berechnung von Gasturbinenprozessen, D. Akad. d. Luftfahrtf., t. 78, str. 77 - 91.*

9. Dysocjacja.

W wysokich temperaturach następuje dysocjacja gazów, wskutek czego temperatura maksymalna obiegów rzeczywistych jest niższa od obliczonej. Dysocjację można pominąć jedynie poniżej ok. 1500°C. Uwzględnienie jej w obliczeniach jest pozatym, bardzo żmudne. W cytowanej wyżej pracy Lutz'a i Wolf'a znajdą czytelnicy ocenę błędu wynikającego z pominięcia dysocjacji. Maksymalną temperaturę po spaleniu (a więc pomijając wpływ dysocjacji na wielkość parametrów gazu) przy spalaniu przy *P* = const. można obliczyć przy pomocy wykresu Rosin'a i Fehling'a.[15]) Specjalne wykresy, służące do obliczania obiegów, z uwzględnieniem dysocjacji znajdą czytelnicy w pracy Hershey'a, Eberhardt'a i Hottel'a. [18]) Wykresy te są opracowane w jednostkach brytyjskich.

10. Przykłady liczbowe.

W celu wyrobienia sobie poglądu na wpływ zmienności ciepła właściwego na obliczoną sprawność obiegu, podajemy niżej porównanie wartości sprawności *wzorców powietrznych* obiegów Otto, Diesel'a i stałych ciśnień (turbina gazowa), obliczonych dla stałego $\kappa = 1{,}40$ oraz przy pomocy wyżej opisanej metody Schmidt'a i załączonych tabel. Przy przeliczaniu obiegu Otto (rys. 6) założono, że dla



Rys. 7.

każdego stosunku ciśnień tak wyregulowano silnik, że maksymalna temperatura obiegu wynosi 1700°C. W punkcie 1 przyjęto $t_1 = 50°C$. Przy założeniu $\kappa = const.$, jak wiadomo, sprawność teoretyczna obiegu Otto nie zależy od obciążenia. Uwzględnienie zmienności ciepła właściwego pozwala ocenić zależność sprawności od emperatury początkowej t_1 i od obciążenia, którego miarą jest ciepło, dostarczone na drodze 2 - 3. Jak się tego należało spodziewać odchylenia są tym większe im większy jest stopień sprężania ϵ. Uwzględnienie zmiany składu i ciężaru czynnika w cylindrze nie przedstawia trudności, aczkolwiek jest dość żmudne w praktyce.

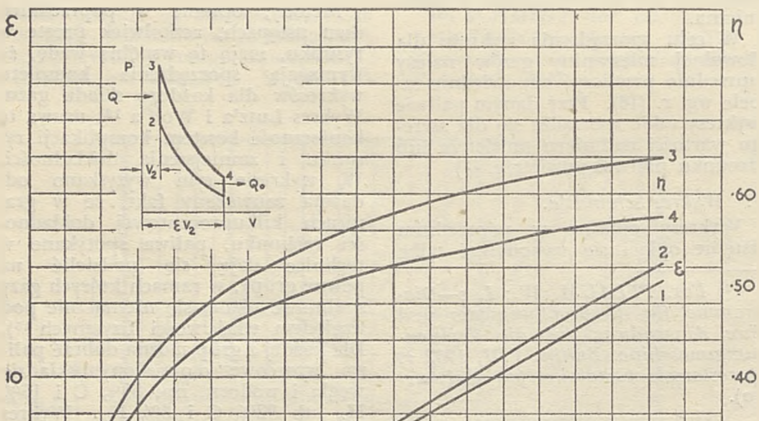
Dla porównania odchyleń w przypadku obiegu Diesel'a przeliczono przykład, w którym (rys. 7)

$$\frac{P_2}{P_1} = 35 \ (\varepsilon = 13{,}1)$$

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = 3$$

zaś $t_1 = 50°C$. Przy założeniu $\kappa = 1{,}40$ = const. otrzymamy na mocy znanego wzoru: $\eta = 0{,}526$ ($\kappa = 1{,}4$ = const.)

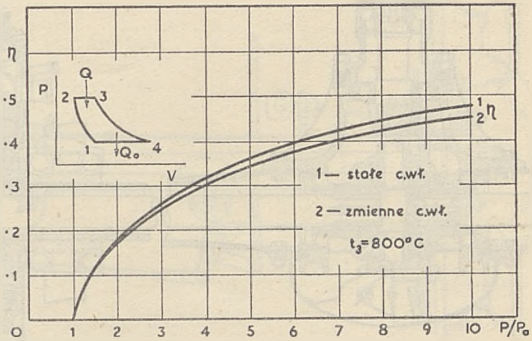
[18]) *Thermodynamic Properties of the Working Fluid in Internal Combusetions Engines. S.A.E. Journal, 1936, str. 409-424.*



Rys. 6.
Sprawność wzorca powietrznego obiegu Otto oraz stopień sprężania w zależności od stosunku ciśnień P_2/P_1.

zaś uwzględniając zmianę ciepła właściwego, lecz pomijając wpływ dysocjacji, oraz zmiany składu i ciężaru czynnika, orzymamy:
$\eta = 0{,}472$ (wzorzec powietrzny $\kappa = f(t)$.)

Wreszcie na rys. 8 przedstawiono odpowiednie odchylenia dla obiegu stałych ciśnień. Rzecz jasna, że krzywe dla $\kappa =$const. z rys. 6 i 8 są indentyczne, zaś odchylenia są mniejsze z powodu mniejszej rozpiętości temperatur obiegu. Racjonalne obliczanie sprawności teoretycznej pozwala z jednej strony na lepszą ocenę termodynamiczną jakości wykonanych silników, z drugiej strony pozwala na wzięcie pod uwagę wpływu dodatkowych parametrów, który wymyka się ocenie, przy stosowaniu metod klasycznych.



Rys. 8. *Sprawność obiegu stałych ciśnień (turbiny gazowej).*

LITERATURA

(uzupełnienia do pozycji podanych w odnośnikach)

D'Alleva, B. A. i Lowell, W. G.: Relation of exhaust gas composition to air fuel-ratio. SAE Jour., t. 38, 1936, str. 90 - 98, 116.

Davis, C. O. i Johnston, H. L.: Heat capacity curves of the simpler gases. Jour. Amer. Chem. Soc., t. 56, 1934, str. 1045-1047.

Gerhart, R. V., Brunner, F. C., Mickley, H. S., Sage, B. H. and Lacey, W.N.: Thermodynamic properties of air. Mech. Eng., t. 68, 1942, str. 270 - 272.

Gordon, A. R.: The calculation of thermodynamic quantities from spectroscopic data for polyatomic molecules. Jour. Chem. Phys., t. 2, 1934, str. 65-72 oraz str. 549.

Heck, C. H. R.: The new specific heats, Mech. Eng., v. 66, 1941, str. 9 - 12.

Johnston, H. L. and Davis, C.D.: Heat capacity curves of the simpler gases. IV. Jour. Amer. Chem. Soc., t. 56, 1934, str. 171 - 276.

Johnston, H. L. i Walker, M. K.: Heat capacity curves of the simpler gases, II. Jour. Amer. Chem. Soc., t. 55, 1933, str. 172 - 186.

Johnston, H. L. i Walker, M. K.: Heat capacity curves of the simpler gases. VII. Jour. Amer. Chem. Soc.. t. 57, 1935, str. 682 - 687.

Justi, E.: Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie u. Dissoziation technischer Gase, Berlin, 1938 r. oraz Fuerungst. t. 26, 1938, str. 313 - 386.

Kassel, L. S.: Thermodynamic functions of nitrous oxide and carbon dioxide, Jour. Amer. Chem. Soc., t. 9, 1934, str. 1838 - 1842.

Keenan, J. H. and Kaye, J.: A table of thermodynamic properties of air. Jour. Appl. Mech., t. 10. 1943, str. 123 - 130.

Lewis, B. and von Elbe, G.: Heat capacities and dissociation equilibria of gases. Jour. Amer. Chem. Soc., t. 57, 1935, str. 612 - 614.

Stephenson, C. C. and McMahon, H. O.: The rotational partition function of the water molecule. Jour. Chem. Phys., t. 7, 1939, str. 614-615.

BRYTYJSKIE SAMOCHODY OSOBOWE

(dokończenie) *

TYLNE MOSTY

(„Automobile Engineer"—Oct. 1945—Extra Number.)

Streścił Inż. Zb. Jakusz, W.I.T.

ASTON MARTIN

Tylny most, o półośkach półodciążonych i o przekładni końcowej z kół stożkowych o zębach spiralnych, posiada pochwę nie dzieloną typu t.zw. „banjo", do której od przodu przymocowany jest korpus dyferencjału. Koło atakujące, wykonane wraz z wałkiem, ułożyskowane jest w dwóch rolkowych łożyskach stożkowych. Przednie łożysko unieruchomione jest na wałku przez nakrętkę, która jednocześnie mocuje kołnierz przegubu. Uszczelka olejowa, dociskana sprężyną, zamyka obudowę łożysk.

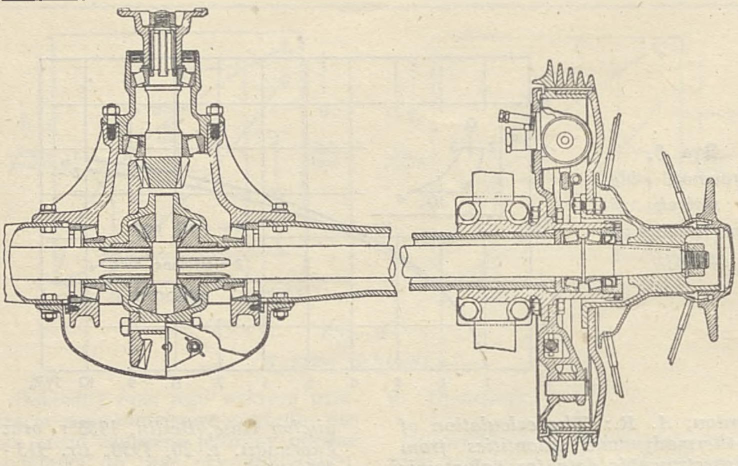
Kosz dyferencjału ułożyskowany jest w dwóch rolkowych łożyskach stożkowych, których położenie regulowane jest przy pomocy nakrętek. Dyferencjał posiada koła stożkowe o zębach prostych.

Na końcach pochwy umocowane są odlewy, ukształtowane w taki sposób, że tworzą siodła resorów, obudowę łożysk półosi oraz kołnierze dla zamocowania tarcz hamulcowych. Każda półoś obraca się w dwóch odwróconych rolkowych łożyskach stożkowych. Piasty, dla kół typu „Rudge-Whitworth", osadzone są na stożkowych zakończeniach półosi i zabezpieczone klinem oraz posiadają od swej wewnętrznej strony kołnierze dla umocowania bębnów hamulcowych. Tarcze hamulcowe i użebrowane bębny hamulcowe wykonane są ze specjalnego lekkiego stopu, przy czym bębny posiadają żeliwne tuleje, tworzące powierzchnie cierne.

BENTLEY

Tylny most modelu Mk.V posiada półodciążone półosie: środkowa część pochwy mostu, odlana z lekkiego stopu, jest kształtu bębna, do którego z dwu stron umocowane są stalowe stożkowe pochwy półosi. Koło

*) *Patrz „Przegląd Motoryzacyjny" Nr. 11-12, str. 2, Nr. 13-14, str. 45.*



Tylny most Aston Martin z półosiami półodciążonymi.

atakujące, stożkowe o zębach spiralnych, wykonano wraz z wałkiem i ułożyskowano w łożysku rolkowym i dwu łożyskach kulkowych, przenoszących nacisk poosiowy w obydwu kierunkach. Łożyska te wmontowane są w tuleję, wsuniętą do środkowego odlewu i unieruchomioną przy pomocy kołnierza, dociśniętego pokrywą uszczelniającą. Koło atakujące podparte jest ponadto od strony wewnętrznej dwurzędowym łożyskiem rolkowym, osadzonym we wsporniku, odlanym wraz z częścią środkową. Kosz dyferencjału ułożyskowany jest w stożkowych łożyskach rolkowych. Łożysko od strony koła talerzowego jest unieruchomione w środkowej części osłony, drugie zaś znajduje się pod naciskiem sprężyny spiralnej. Rozwiązanie to eliminuje powstawanie luzu w łożyskach, na skutek rozszerzania się aluminiowego odlewu środkowej części. Półośki umocowane są kołnierzami do piast kół, które są ułożyskowane na łożyskach kulkowych. Pomiędzy łożyskiem a kołnierzem półosi znajduje się odrzutnik, zapobiegający przeciekaniu oleju do bębna hamulcowego. Bęben hamulcowy składa się z cienkiej tarczy stalowej, zalanej w żeliwny bęben posiadający na obwodzie pięć chłodzących żeber.

DAIMLER

Tylny most 2-litrowego modelu posiada półosie trzy-czwarte odciążone i napęd przy pomocy przekładni ślimakowej o umieszczonym u dołu ślimaku. Środkowa część pochwy mostu jest lana i dzielona w płaszczyźnie pionowej dla celów montażowych. Ślimak obraca się w zbiorniku oleju i jest ułożyskowany z przodu w dwurzędowym łożysku kulkowym promieniowo-oporowym, zaś z tyłu w pojedyńczym łożysku kulkowym, promieniowym.

Wewnętrzny pierścień łożyska przedniego unieruchomiony jest na wałku przy pomocy nakrętki i piasty kołnierza przegubu, zaś łożyska tylnego przy pomocy nakrętki. Wałek uszczelniony jest w przedniej części przy pomocy uszczelki, będącej pod naciskiem sprężyny. Ślimacznica uchwycona jest pomiędzy półkosze dyferencjału, przy pomocy śrub z nakrętkami. Kosz dyferencjału ułożyskowany jest w dwu dużej średnicy łożyskach kulkowych, których pierścienie wewnętrzne opierają się o kulkowe łożysko oporowe.

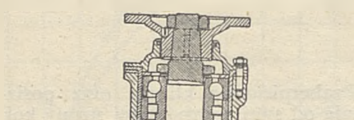
Stożkowe pochwy półosi posiadają na zewnętrznych końcach wprasowane tuleje, z kołnierzami dla umocowania tarcz hamulcowych. Łożyska kulkowe, osadzone na końcach pochwy, wbudowane są w gniazda przykręcone do piast kół, które są osadzone na stożkowych zakończeniach półosi i zabezpieczone przed obrotem klinem. Podwieszone resory umocowane są do pochwy w zwykły sposób przy pomocy strzemion w kształcie litery ,,U''.

FORD

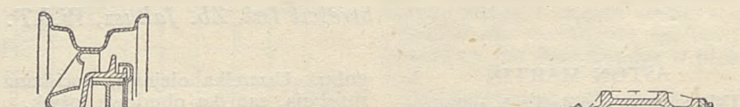
Tylny most o napędzie przy pomocy stożkowych kół o zębach spiralnych i trzy-czwarte odciążonych półosiach, pomimo, swej lekkości jest wytrzymały i sztywny. Koło atakujące, wykonane wraz z wałkiem, ułożyskowane jest szeroko rozstawionych stożkowych łożyskach rolkowych. Część środkowa pochwy tylnego mostu jest lana i dzielona w płaszczyźnie pionowej. W obie części wbudowane są stożkowe łożyska kulkowe kosza dyferencjału oraz wprasowane i zanitowane stalowe rury stanowiące pochwy półosi. Dyferencjał posiada koła stożkowe o zębach prostych. Wał napędowy zamknięty jest w rurowej osłonie, przyjmującej moment skręcający. Dwa drążki zastrzałowe usztywniają połączenie tylnego mostu z osłoną wału napędowego, zgodnie z poprzednimi rozwiązaniami Forda.

HUMBER

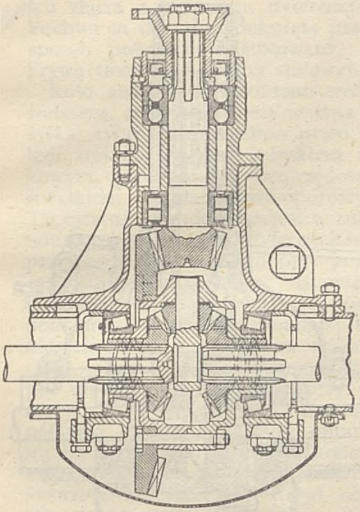
Model ,,Snipe'' wyposażony jest w tylny most o półodciążonych półosiach. Pochwa tylnego mostu jest prasowana ze stali, typu t.zw. ,,ban-



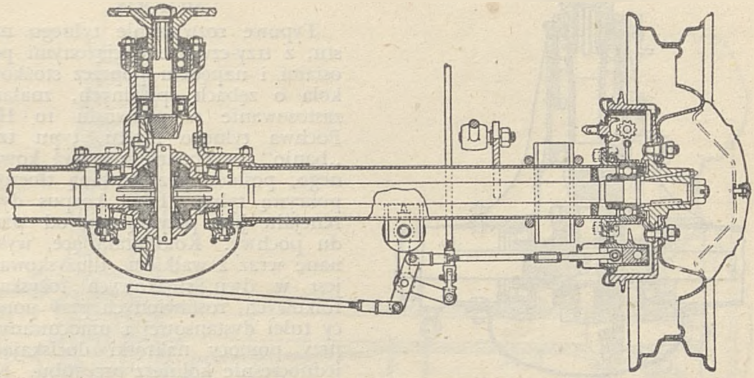
Tylny most samochodu Bentley Mark V.



Tylny most samochodu Daimler z półosiami trzy-czwarte odciążonymi.



Tylny most samochodu Humber Snipe.



Tylny most Jowett z półosiami półodciążonymi.

jo", zamknięta z tyłu tłoczoną stalową pokrywą. Korpus dyferencjału zamocowany jest do pochwy od przodu, w sposób zwykle stosowany. Napęd tylnego mostu jest otrzymany przez koła stożkowe o zębach spiralnych, przy czym koło atakujące wykonane jest wraz z wałkiem. Wałek ten w swojej przedniej części ułożyskowany jest w dwu mocnych łożyskach kulkowych, zaś bezpośrednio przy kole atakującym w dwurzędowym łożysku rolkowym. Koło talerzowe umocowane jest do kosza dyferencjału przy pomocy śrub, łączących jednocześnie oba półkosze ze sobą. Kosz dyferencjału ułożyskowany jest w dwu stożkowych łożyskach rolkowych unieruchomionych przy pomocy nakrętek, służących również do wyregulowania zazębienia. Półosie połączone są z kołami koronowymi dyferencjału na wieloklin i zakończone kołnierzami, do których bezpośrednio umocowane są bębny hamulcowe i tarcze kół. W końce pochwy tylnego mostu wbudowane są łożyska kulkowe, w których ułożyskowane są półosie.

W zależności od modelu zastosowane są trzy przekładnie tylnego mostu: dla podwozia 16HP 4,89 : 1; dla ,,Snipe" 4,31 : 1, oraz dla ,,Super Snipe" 4,09 : 1.

JOWETT

Tylny most posiada napęd przez koła stożkowe o zębach spiralnych i półosie półodciążone. Pochwa tylnego mostu składa się ze środkowej prasowanej stalowej części kształtu t.zw. ,,banjo", do której są wciśnięte i przyspawane stalowe pochwy półosi. Gniazda łożysk kół tocznych oraz kołnierze tarcz hamulcowych są wciśnięte na zewnętrzne końce półosi i przyspawane.

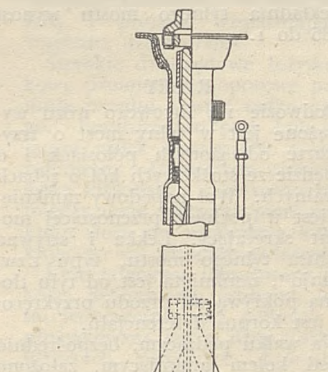
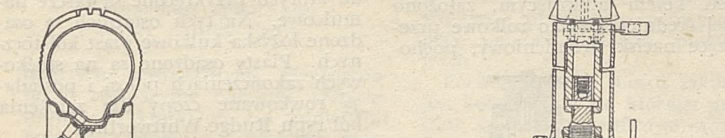
Koło atakujące, wykonane wraz z wałkiem, ułożyskowane jest w swej przedniej części w dwurzędowym łożysku kulkowym promieniowo-oporowym, bezpośrednio zaś przy kole atakującym w łożysku rolkowym. Łożyska rostawione są przy pomocy tulei dystansowej i unieruchomione przy pomocy nakrętki, która jednocześnie mocuje kołnierz przegubu. Pokrywa z filcową uszczelką zamyka korpus dyferencjału od przodu.

Kosz dyferencjału ułożyskowany jest w dwu stożkowych łożyskach rolkowych, których położenie regulowane jest przy pomocy nakrętek pierścieniowych. Koło talerzowe jest przynitowane do półkosza dyferencjału. Półosie opierają się na mocnych łożyskach kulkowych, umieszczonych w zewnętrznych końcach pochwy tylnego mostu. Piasty, do których są przykręcone bębny hamulcowe i tarcze kół, osadzone są na stożkach półosi i zabezpieczone klinem przed obrotem.

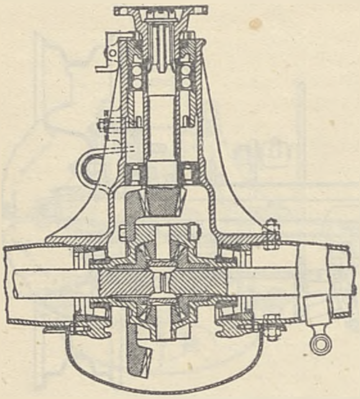
LEA-FRANCIS

Oba modele, 12 HP i 14 HP, posiadają tylny most lekkiej konstrukcji z półodciążonymi półosiami o napędzie przez koła stożkowe o zębach spiralnych i dyferencjale o kołach stożkowych z prostymi zębami. Prasowana stalowa pochwa tylnego mostu, typu t.zw. ,,banjo", posiada zdejmowalną tylną pokrywę. Korpus dyferencjału jest przykręcony do pochwy od przodu.

Koło atakujące wykonane jest wspólnie z wałkiem o większej niż normalnie długości (całkowita długość koła wraz z wałkiem wynosi ok. 220 mm). Pozwala to na szerokie rozstawienie łożysk. Jako przednie łożysko zastosowano dwurzędowe ło-

Tylny most samochodu Ford z półosiami trzy-czwarte odciążonymi.



Tylny most Lea-Francis.

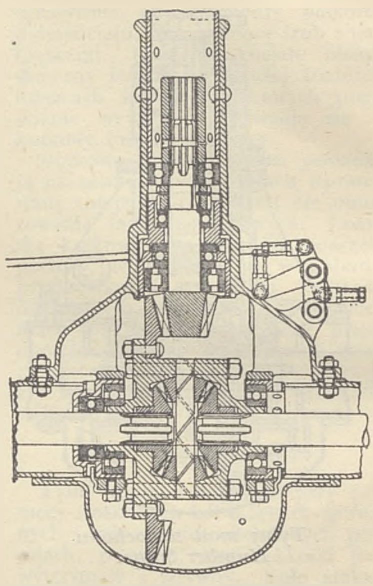
żysko kulkowe promieniowo-oporowe; jako tylne, bezpośrednio przy kole atakującym, łożysko rolkowe. Oba łożyska unieruchomione są na wałku nakrętką, poprzez kołnierz przegubu. Właściwe położenie koła atakującego regulowane jest za pomocą dwu pierścieniowych nakrętek, ustalających położenie dwurzędowego łożyska w korpusie dyferencjału. Boczna pokrywa umożliwia dostęp do koronowej wewnętrznej nakrętki. Zewnętrzna nakrętka zabezpieczona jest przy pomocy zapadki i w kształcie Z. Obrócenie zapadki o 180° pozwala na obrócenie nakrętki o pół podziałki rowków. Wewnętrzna nakrętka zabezpieczona jest przy pomocy śruby wkręconej w pokrywę i wchodzącej w rowek nakrętki.

Koło talerzowe umocowane jest do kosza dyferencjału przy pomocy śrub, wiążących jednocześnie półkosze ze sobą. Kosz dyferencjału ułożyskowany jest na stożkowych łożyskach rolkowych. Piasty kół, również ułożyskowane na stożkowych łożyskach rolkowych są osadzone na stożkach półosi. Przewidziano smarowanie łożysk piast, jednak dla uzyskania dostępu do smarowniczki należy zdjąć tarczę koła. Przekładnia tylnego mostu wynosi 5 do 1 lub 5,25 do 1.

MORRIS

Typowe rozwiązanie tylnego mostu, z trzy-czwarte odciążonymi półosiami i napędem poprzez stożkowe koła o zębach spiralnych, znalazło zastosowanie w podwoziu 10 HP. Pochwa tylnego mostu, typu tzw. „banjo", wykonana z żeliwa kowalnego, posiada przyspawaną tłoczoną pokrywą tylną. Lany korpus dyferencjału jest przykręcony od przodu pochwy. Koło atakujące, wykonane wraz z wałkiem, ułożyskowane jest w dwu stożkowych łożyskach rolkowych, rostawionych przy pomocy tulei dystansowej i umocowanych przy pomocy nakrętki dociskającej jednocześnie kołnierz przegubu. Koło talerzowe umocowane jest do kosza dyferencjału przy pomocy śrub, łączących równocześnie oba półkosze ze sobą. Kosz dyferencjału ułożyskowany jest w dwu stożkowych łożyskach rolkowych. Dyferencjał posiada koła stożkowe o zębach prostych. Ustawienie łożysk odbywa się przy pomocy pierścieniowych nakrętek zabezpieczonych wkrętami. Półosie posiadają kołnierze, za które przykręcone są do bębnów hamulcowych i piast. Te ostatnie osadzone są na łożyskach kulkowych wciśniętych na pochwę tylnego mostu i zabezpieczonych nakrętkami. Regulacja luzu w łożyskach nie została przewidziana. Przekładnia tylnego mostu wynosi 5,286 do 1.

RILEY

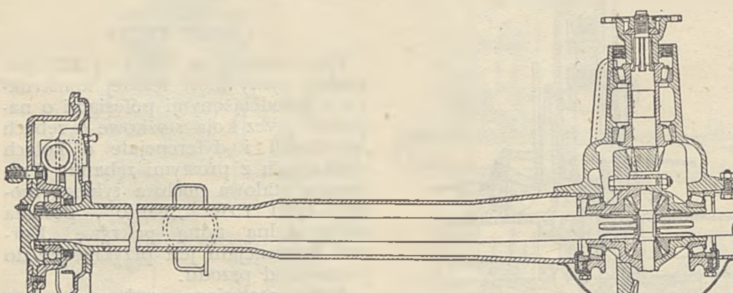


Tylny most samochodu Riley $1\frac{1}{2}$-litrowego.

Podwozie 1,5 litrowego wozu wyposażone jest w tylny most o trzy-czwarte odciążonych półosiach i o napędzie ze stożkowych kół o zębach spiralnych. Wał napędowy zamknięty jest w pochwie przenoszącej moment skręcający. Lekka i sztywna pochwa tylnego mostu, typu t.zw. „banjo", zamknięta jest od tyłu tłoczoną pokrywą od przodu przykręcony jest korpus dyferencjału.

Na wałku pędzącym, bezpośrednio przed kołem atakującym, założono dużej średnicy łożysko rolkowe przenoszące nacisk promieniowy, pochodzący od nacisku międzyzębnego. Przeciwny koniec wałka oparto w łożysku kulkowym. Naciski poosiowe przenoszone są przez dwa oporowe łożyska kulkowe. Łożysko rolkowe i oba łożyska oporowe osadzone są w tulei, która przez obracanie może być przesuwana poosiowo, celem właściwego ustawienia koła atakującego.

Koło talerzowe przykręcone jest do kosza dyferencjału, ułożyskowanego w dwóch łożyskach kulkowych; nacisk poosiowy przejmuje kulkowe łożysko oporowe, umieszczone po stronie koła talerzowego. Regulacja położenia koła talerzowego odbywa się przez obrót tulei, w których osadzone są łożyska. Pochwa tylnego mostu posiada na swych końcach kołnierze, do których przykręcone są tarcze hamulcowe. Na tych ostatnich są osadzone łożyska kulkowe piast kół tocznych. Piasty osadzone są na stożkowych zakończeniach półosi i posiadają rowkowane czopy dla założenia kół typu Rudge-Whitworth.



Tylny most samochodu Morris Ten z półosiami trzy-czwarte odciążonymi.

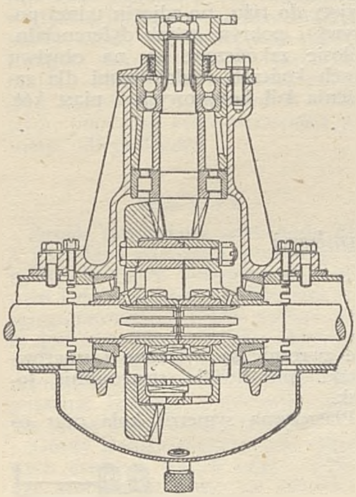
SINGER

Do napędu tylnego mostu, wozu „Super" Ten, o półodciążonych półosiach, zastosowano przekładnię 5,43 : 1, kół stożkowych o zębach spiralnych. Dyferencjał posiada zamiast normalnie obecnie spotykanych kół stożkowych o zębach prostych, koła czołowe o zębach prostych — stosowane dawniej powszechnie w konstrukcji dyferencjału. Pochwa tylnego mostu, typu tzw. „banjo", prasowana jest ze stali i wzmocniona pierścieniem w miej-

scu złącza z korpusem dyferencjału. Pochwa ta od tyłu zamknięta jest, w sposób powszechnie stosowany, pokrywą tłoczoną z blachy stalowej.

Koło atakujące, wykonane wraz z wałkiem, uchwycone jest w dwa łożyska: tylne, bezpośrednio przed kołem atakującym, jest łożyskiem rolkowym, przednie zaś dwu-rzędowym łożyskiem promieniowo-oporowym. To ostatnie wbudowane jest w tuleję wsuniętą w korpus dyferencjału i przymocowaną do niego przy pomocy kołnierza. Właściwe ustawienie koła atakującego uzyskuje się przez podkładki regulacyjne pomiędzy kołnierzem tulei a korpusem dyferencjału. Koło talerzowe umocowane jest do kosza dyferencjału przy pomocy śrub, łączących jednocześnie półkosze ze sobą. Satelity obracają się na sworzniach, które na końcach mają czopy o mniejszej średnicy. Sworznie zabezpieczono przed obrotem przy pomocy spłaszczeń.

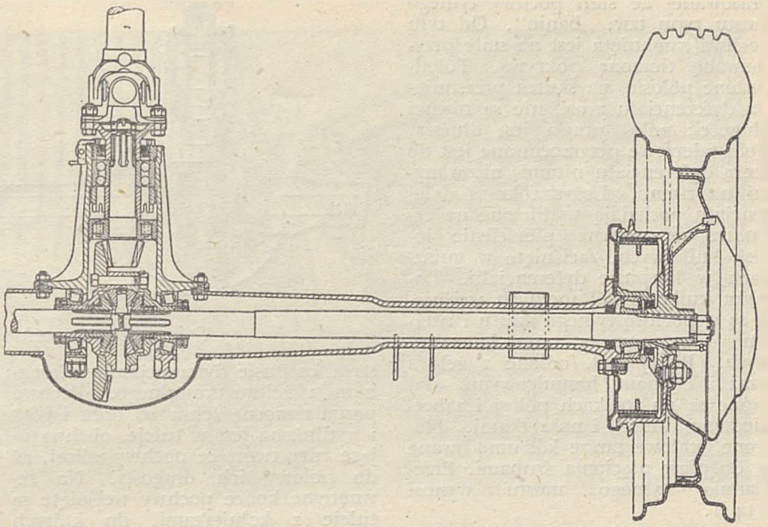
Do ułożyskowania kosza użyto, dwu stożkowych łożysk rolkowych,



Tylny most samochodu Singer ,,Super-Ten''.

opartych zewnętrznymi pierścieniami o regulacyjne nakrętki pierścieniowe. Nakrętki te, po ustawieniu koła talerzowego we właściwe położenie, zabezpiecza się przy pomocy wkrętek. Zewnętrzne końce pochwy uformowane są w kołnierze i tworzą gniazda dla kulkowych łożysk kół tocznych oraz umocowanie dla tarcz hamulcowych. Zewnętrzne końce półosi ukształtowane są w ten sposób, że tworzą piasty, do których przykręcone są bębny hamulcowe oraz tarcze kół. Przekładnia mostu wynosi 5,43 : 1.

STANDARD



Tylny most samochodu Standard ,,Twelve'' z półosiami półodciążonymi.

Pochwa tylnego mostu modelu 12 HP, o półodciążonych półosiach i napędzie z kół stożkowych o zębach spiralnych, wykonana jest z prasowanej stali w kształcie tzw. ,,banjo''. Banjo zamknięte jest od tyłu przyspawaną tłoczoną pokrywą, od przodu wzmocnione przyspawanym stalowym pierścieniem. Korpus dyferencjału, dłuższy niż normalnie, jest lany i posiada wzmacniające zewnętrzne użebrowanie.

Szerokie dwurzędowe łożysko kulkowe promieniowo-oporowe podtrzymuje przedni koniec wałka pędzącego. Bezpośrednio przy kole atakującym wałek oparty jest w łożysku rolkowym. Zewnętrzny pierścień łożyska kulkowego uchwycony jest pomiędzy dwie nakrętki pierścieniowe, które służą do ustawienia koła atakującego we właściwe położenie.

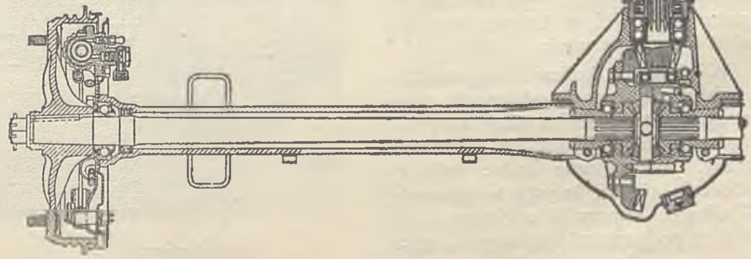
Koło talerzowe umocowane jest do kosza dyferencjału śrubami, łączącymi jednocześnie oba półkosze. Kosz ułożyskowany jest w dwu stożkowych łożyskach rolkowych, których wewnętrzne pierścienie uchwycone są przy pomocy nakrętek pierścieniowych.

Pochwa tylnego mostu zakończona jest kołnierzami, do których przykręcone są tarcze hamulcowe oraz obudowa stożkowych łożysk rolkowych, w których ułożyskowane są zewnętrzne końce półosi. Piasta tylnego koła, wraz z bębnem hamulcowym i tarczą koła, umocowana jest na stożku półośki i zabezpieczona klinem. Po obu stronach łożyska rolkowego znajdują się uszczelki. Przekładnia tylnego mostu wynosi 4,86 : 1.

VAUXHALL

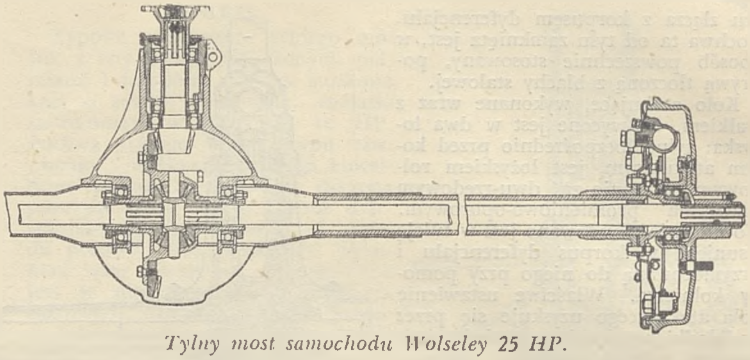
Konstrukcja tylnego mostu tego wozu nieco odbiega od typowych rozwiązań. Koło atakujące stożkowe o zębach spiralnych jest podparte obustronnie w dwu łożyskach: w łożysku rolkowym od strony tylnej, w dwurzędowym łożysku kulkowym promieniowo-oporowym od przodu. Właściwe ustawienie koła uzyskuje się przez podkładki regulacyjne pomiędzy zewnętrznym pierścieniem łożyska kulkowego i korpusem dyferencjału. Łożyska kulkowe promieniowo-oporowe kosza dyferencjału są symetrycznie rozstawione nie względem osi wałka pędzącego, jak to normalnie jest stosowane, lecz względem płaszczyzny przechodzącej przez wierzchołki zębów koła talerzowego.

Korpus dyferencjału przymocowany jest przy pomocy kołnierza do



Tylny most samochodu Vauxhall ,,Twelve''.

prasowanej ze stali pochwy tylnego mostu typu tzw. ,,banjo". Od tyłu pochwa zamknięta jest na stałe przyspawaną tłoczoną pokrywą. Półodciążone półosie, na skutek przesunięcia dyferencjału z osi, nie są równej długości; półoś prawa jest dłuższa. Koło talerzowe przymocowane jest do kosza dyferencjału nitami, nitowanymi na zimno. Łożyska kosza dyferencjału posiadają wydłużone na zewnątrz wewnętrzne pierścienie łożysk kulkowych, zaciśnięte w gniazdach w korpusie dyferencjału. Łożyska kulkowe kół tocznych wciśnięte są w pochwę tylnego mostu i ustalone przy pomocy tarcz hamulcowych. Piasty kół, odlane z żeliwa wraz z bębnami hamulcowymi, osadzone są na stożkach półosi i zabezpieczone klinami i nakrętkami. Tłoczone, stalowe tarcze kół umocowane są do piast pięcioma śrubami. Przekładnia tylnego mostu wynosi 5,14 :1.



Tylny most samochodu Wolseley 25 HP.

WOLSELEY

Tylny most podwozia 25 HP wyposażony jest w trzy-czwarte odciążone półosie i napęd ze stożkowych kół o zębach spiralnych. Cztero satelitowy dyferencjał zamknięty jest w pochwie typu ,,banjo" i półkulistym korpusie dyferencjału, wykonanym z żeliwa kowalnego. Pochwa posiada mocne żebra od dołu i góry i wydłużona jest w tuleje, obchwytujące rury tworzące pochwy półosi, aż do połowy ich długości. Na zewnętrzne końce pochwy wciśnięte są tuleje z kołnierzami, do których przykręcone są tarcze hamulcowe i czopy, służące do umocowania dwurzędowych łożysk kulkowych, na których opierają się piasty kół tocznych.

Wałek pędzący wraz z kołem atakującym ułożyskowany jest w trzech jednorzędowych łożyskach kulkowych, rozstawionych tuleją dystansową i unieruchomionych na wałku nakrętką kołnierza przegubu. Dwa przednie łożyska wbudowane są w tuleję, wkręconą w korpus dyferencjału. Przez obrót tulei uzyskuje się regulację położenia koła atakującego. Kosz dyferencjału ułożyskowany jest na dwu łożyskach kulkowych promieniowo-oporowych, unieruchomionych przy pomocy nakrętek pierścieniowych. Dyferencjał może być wyjęty do tyłu, po zdjęciu tylnej pokrywy i pokryw łożysk dyferencjału. Półosie zakończone są na obydwu swych końcach wieloklinami dla założenia kół koronowych i piast kół.

ZAWIESZENIA PRZEDNIE

(„Automobile Engineer"—Oct. 1945—Extra Number.)

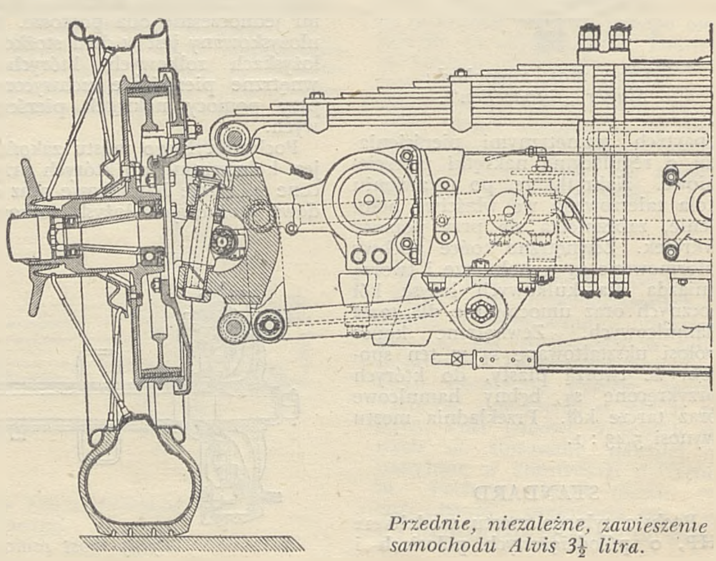
Streścił Inż. A. Trzciński, W.I.T.

ALVIS

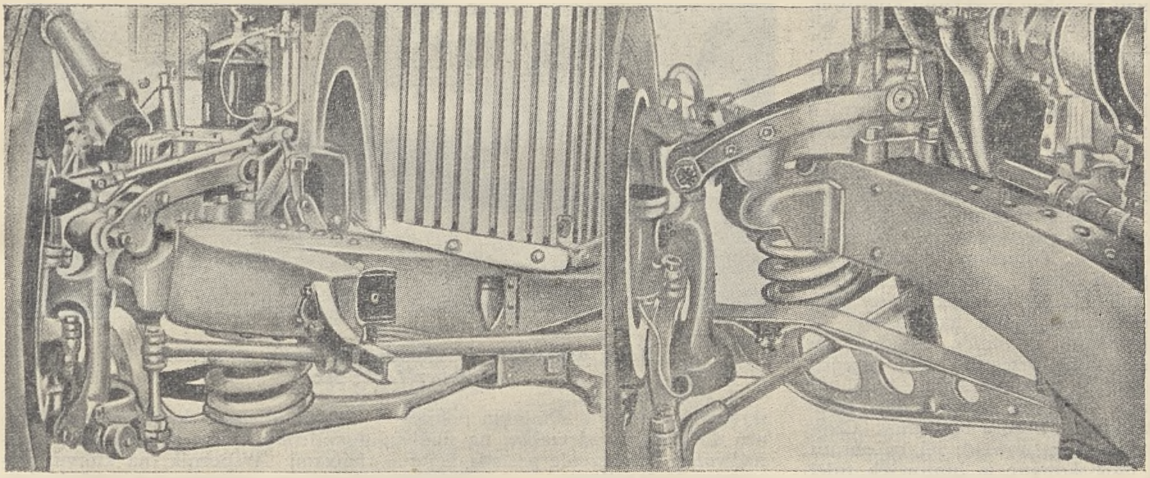
Niezależne zawieszenie przednich kół samochodów Alvis z silnikiem 3½-litrowym posiada mocny poprzeczny resor półeliptyczny, umieszczony nad belką osi, złożoną z dwóch prasowanych części o przekroju korytkowym. Ponad resorem, stalowe odkucie tworzy dwa siodła resorowe, natomiast pomiędzy resorem a ramą umieszczona jest wstawka ze stopu aluminiowego. Poniżej tej wstawki, pomiędzy górnym a dolnym członem ramy, wstawione są rury odległościowe. Ośm śrub łączy cały zespół resoru. Końce resoru podparte są na poziomych czopach, przechodzących przez wsporniki, w których obracają się sworznie zwrotnic.

W dolnych końcach wsporników znajdują się czopy podobne do resorowych, które obejmowane są przez wahacze zakotwiczone do podłużnic ramy. Wewnętrzne końce wahaczy obracają się na łożyskach igłowych. Trójkątne wsporniki z blachy stalowej, z poduszkami gumowymi, ograniczają ruchy wahaczy. Sworznie zwrotnic ułożyskowane są na obu końcach w tulejkach. Ciężar wozu przejmowany jest przez dwie podkładki ponad uchem zwrotnicy. Sworznie zwrotnic są wiercone i smarowniczki umożliwiają smarowanie łożysk.

Płaszczyzna symetrii koła oraz oś



Przednie, niezależne, zawieszenie samochodu Alvis 3½ litra.



Układ wahaczy i spiralnych sprężyn zawieszenia samochodu Bentley Mark V.

sworznia zwrotnicy są nachylone względem pionu, tak że przecinają się mniej więcej w płaszczyźnie jezdni. Kołnierz zwrotnicy niesie tarczę hamulca. Piasta koła osadzona jest na dwu łożyskach: kulkowym i rolkowym, pomiędzy które wstawiona jest tuleja odległościowa.

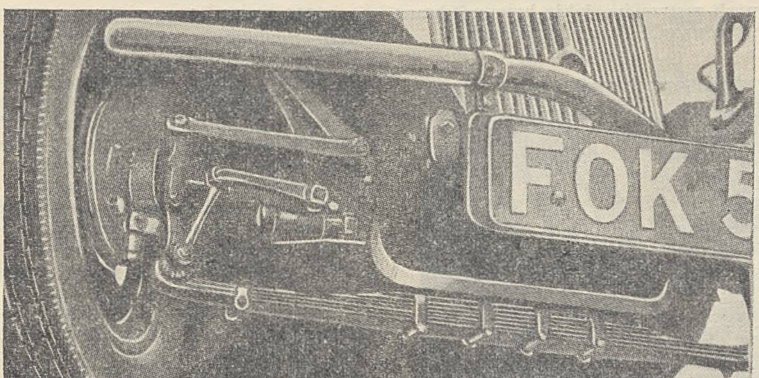
BENTLEY

Zasadą zawieszenia samochodu Mk. V jest układ wahaczy i sprężyn spiralnych. Wahacze połączone są z górnym i dolnym końcem elementu niosącego zwrotnicę. Górny wahacz, który jest stosunkowo krótki, obraca się wraz z wewnętrzną częścią hydraulicznego amortyzatora tłoczkowego. Rozwiązanie Gordon Armstrong zapewnia cichą pracę amortyzatorów.

Górny wahacz składa się ze skręconych śrubami dwóch części, pomiędzy którymi znajduje się wstawka z półkulistymi zderzakami gumowymi, ograniczającymi ruch wahacza. Dolny wahacz jest stosunkowo skomplikowanej konstrukcji. Przedni jego człon, zakotwiczony od dołu do środka poprzecznicy ramy, posiada w środku zgrubienie, na którym opiera się silna sprężyna spiralna.

Tylne ramię, czyli zastrzał, dolnego wahacza, o przekroju dwuteowym zwężającym się ku tyłowi, zaczepione jest od dołu do podłużnic ramy. Położenie i kątowe ustawienie zastrzałów jest takie, że służą one jednocześnie do przejęcia momentu hamowania. Przednie ramię i zastrzał wahacza połączone są końcami ze sobą.

Przez otwory w żebrach pionowych zastrzałów przechodzi drążek poprzeczny układu kierowniczego. Zawieszenie jest bardzo elastyczne i nie wpada w drgania, dzięki zastosowaniu połączeń gumowych i sprężyn spiralnych, które mają niską często tliwość drgań własnych.



Resor poprzeczny i wahacze zawieszenia samochodu Scout, firmy B.S.A.

Punkt przecięcia się osi zwrotnicy i płaszczyzny symetrii koła znajduje się powyżej jezdni. Sworzeń zwrotnicy posiada dwa łożyska kulkowe przenoszące siły promieniowe i brązową podkładkę przenoszącą nacisk poosiowy.

Zmniejszenie przechylania się wozu na zakrętach uzyskane jest za pomocą „stabilizatora" łączącego koła przednie. Do przedniego ramienia wahacza dolnego przymocowany jest poprzez dwie podkładki gumowe krótki pionowy drążek. Do drążka tego umocowany jest stabilizator, który jest osadzony w tulejach gumowych przymocowanych do podłużnic ramy. Stabilizator zapobiega nadmiernemu przechylaniu się wozu na zakrętach, jednak nie ogranicza wahań obu kół razem. Przez umieszczenie stabilizatora także na przodzie wozu uzyskuje się równomierne przechylanie się podwozia tak z przodu jak i z tyłu, co jest bardzo ważne ze względu na pewność kierowania na zakrętach. Odwrotnie niż w konstrukcji Rolls-Royce, wahacze są skierowane ku przodowi, co daje zwiększanie się kąta wyprzedzenia kół w miarę zwiększania się ugięcia resorów.

B.S.A.

Niezależne zawieszenie przednich kół w samochodach B.S.A. Scout, z napędem na przednie koła, składa się z poprzecznego resoru półeliptycznego, dwu wahaczy i amortyzatorów hydraulicznych. Poprzeczny resor, znajdujący się pod zespołem napędowym, jest umocowany do sztywnej poprzecznicy ramy przy pomocy dwóch silnych uchwytów. Ze względu na charakter obciążeń, resor posiada na każdym końcu podwójne ucho. Wahacze są umocowane do górnych półek podłużnic ramy przy pomocy wsporników. Podłużnice są związane ze sobą

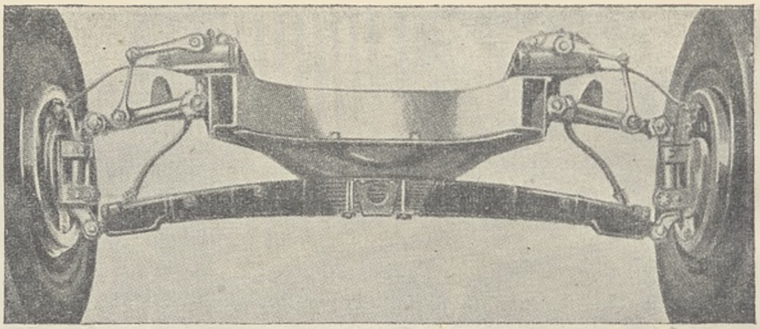
rurową poprzecznicą. przechodzącą ponad zespołem przekładni końcowej.

Wahacze wykonane są ze stali węglistej o średniej zawartości węgla. Osadzone są one na dwu „Silent-bloc'ach", w wspornikach umocowanych do ramy i jednym w sporniku zwrotnicy. Amortyzator tłoczkowy firmy Luvax przytwierdzony jest do wspornika zamocowanego do podłużnicy ramy. Ramię amortyzatora połączone jest przegubowo sztywnym łącznikiem z występem na wsporniku zwrotnicy. Zwrotnica wykonana jest razem z piastą i sworzniami z jednego odkucia. Do kołnierza piasty przykręcony jest bęben hamulcowy. W wgłębieniu zwrotnicy znajduje się uniwersalny przegub, który przenosi napęd na przednie koła. Poza tym piasta zwrotnicy posiada dwa czopy tworzące oś obrotu zwrotnicy. Czopy zwrotnicy, stanowiące jej oś obrotu, są ułożyskowane w brązowych tulejkach osadzonych we wsporniku zwrotnicy.

CITROEN

W niezależnym zawieszeniu samochodu Citroen, o napędzie na przednie koła, zastosowano drążki skrętne. Do czterech poziomych rur, wystających z przodu nadwozia, umocowane jest mocne prasowane z blachy siodło. Siodło to po obu stronach posiada piasty dla zaczepienia: u góry — widlastych wahaczy, u dołu — ramion drążków skrętnych. Zewnętrzne końce obu elementów mają dużej średnicy piasty, obejmujące górne i dolne łożysko zespołu sworznia zwrotnicy i samej zwrotnicy.

Wewnętrzny koniec każdego ramienia drążka skrętnego ma nacięty wieloklin, na który wchodzi przedni koniec drążka skrętnego. Tylne końce drążków skrętnych zamocowane są do poprzecznicy nadwozia. Należy nadmienić, że nadwozie jest samoniosące i samochód nie posiada ramy. Nadmiernemu ruchowi kół do góry przeciwdziałają gumowe zderzaki na górnej powierzchni ramion drążków skrętnych, które w skrajnym położeniu dobijają do zderzaków na siodle nadwozia. Zawieszenie posiada amortyzatory hydrauliczne.



Resor poprzeczny i wahacze zawieszenia samochodu Humber Light Six.

HUMBER

Sposób zawieszenia przednich kół tzw. „Evenkeel" jest stosowany w samochodach Humber od wielu lat i mimo szeregu zmian zasada jego pozostała ta sama. Zawieszenie składa się z poprzecznego resoru półeliptycznego i układu wahaczy. Resor poprzeczny, osłonięty skórzanym pokrowcem, umocowany jest w środku od spodu przedniej poprzecznicy ramy. Końce resoru połączone są z dolnymi widlastymi końcami sworzni zwrotnic.

Górny koniec sworznia zwrotnicy, do którego dołączony jest wahacz, posiada mimośrodową tuleję, pozwalającą na regulację kąta pochylenia kół. Wewnętrzny rozwidlony koniec wahacza obraca się do około sworznia zamocowanego do podłużnicy ramy. Sworzeń ten posiada na końcach gwintowane tulejki, które umożliwiają regulację położenia wahacza. Uchwycenie wahacza jest na tyle sztywne, że odpada konieczność skośnych zastrzałów, jakie były stosowane w poprzednich konstrukcjach.

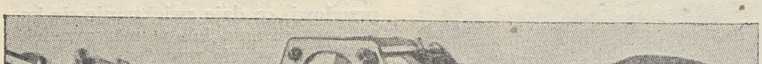
Hydrauliczne, tłoczkowe amortyzatory firmy Luvax są połączone z wahaczami Wspornik, na którym osadzony jest amortyzator, spełnia jednocześnie rolę zderzaka ograniczającego ruch wahacza. Nadmiernemu odprężaniu się resoru przedziwdziałają taśmy łączące końce resoru z podłużnicami ramy.

Konstrukcja posiada specjalne urządzenie dla utrzymania zespołu sworznia zwrotnicy w jego normalnym położeniu, w wypadku pęknięcia resoru. Pióro główne resoru posiada na końcach ucha nie zawinięte ale odkute, które nadto objęte są przez ucha pióra drugiego. Kształt i luz pomiędzy uchem pióra głównego i drugiego pozwalają na swobodne uginanie się resoru. Ucho pióra drugiego jest zamknięte ściągaczem, który obejmuje również koniec pióra trzeciego. Dodatkowo, pod piórem głównym, znajduje się cienka taśma stalowa, która jest zaczepiona do śrub ściągaczy. Urządzenie to, w wypadku pęknięcia resoru, pozwala na panowanie nad wozem, a jednocześnie sygnalizuje kierowcy o uszkodzeniu zawieszenia.

LANCHESTER

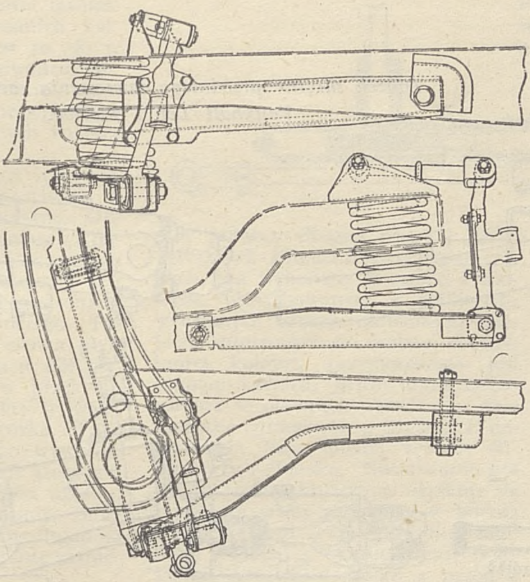
Głównymi elementami niezależnego zawieszenia samochodów Lanchester i Daimler są sprężyny spiralne, górne i dolne wahacze i dwa zastrzały. Elementy te umocowane są do odpowiednio ukształtowanego przodu ramy. Poprzecznica przednia łączy rozgięte końce podłużnic ramy. Po środku od dołu poprzecznicy zakotwiczone są przegubowo dwa dolne wahacze, na których opierają się sprężyny. Zewnętrzny koniec dolnego wahacza połączony jest do górnej części poprzecznicy ramy.

Koniec zastrzału, odpowiednio wygiętego do kształtu podłużnicy ramy. jest zakotwiczony przegubowo do podłużnicy ramy. Przedni koniec zastrzału jest przykręcony śrubami do płaskiego rozszerzenia wspornika zwrotnicy. Tłoczkowe amortyzatory, zamocowane do wsporników na podłużnicach, regulują odprężanie się



Hydrauliczny amortyzator samochodu Humber.

Sprężyny spiralnego przedniego zawieszenia samochodu Lanchester.



sprężyn resorowych. W wielu punktach tego zawieszenia zastosowano „Silentbloc'i" (przeguby gumowe).

STANDARD

Układ niezależnego zawieszenia przednich kół tego samochodu nie odbiega od typowego rozwiązania, z poprzecznym półeliptycznym resorem i wahaczami. Przednie końce podłużnic ramy połączone są prasowaną z blachy poprzecznicą, w kształcie siodła. Od czasu zastosowania poraz pierwszy tego zawieszenia przez firmę Standard, resor został ulepszony przez zwiększenie ilości piór i zmniejszenie ich grubości.

Zwiększenie bezpieczeństwa uzyskane jest przez objęcie ucha pióra głównego przez wygięty koniec pióra drugiego, który to koniec jest jeszcze uchwycony od spodu ściągaczem.

Cztery dużej średnicy śruby mocują resor od spodu poprzecznicy ramy. Gumowe zderzaki przymocowane do poprzecznicy ograniczają ugięcie resoru. Wewnętrzne końce rozwidlonego wahacza zaczepione są do poprzecznicy ramy, zaś zewnętrzny koniec do górnych widełek elementu niosącego zwrotnicę. Dolne widełki tego elementu połączone są z końcem resoru.

Hydrauliczne amortyzatory tłoczkowe zamocowane są od spodu ramy i połączone ramieniem z elementem niosącym zwrotnicę.

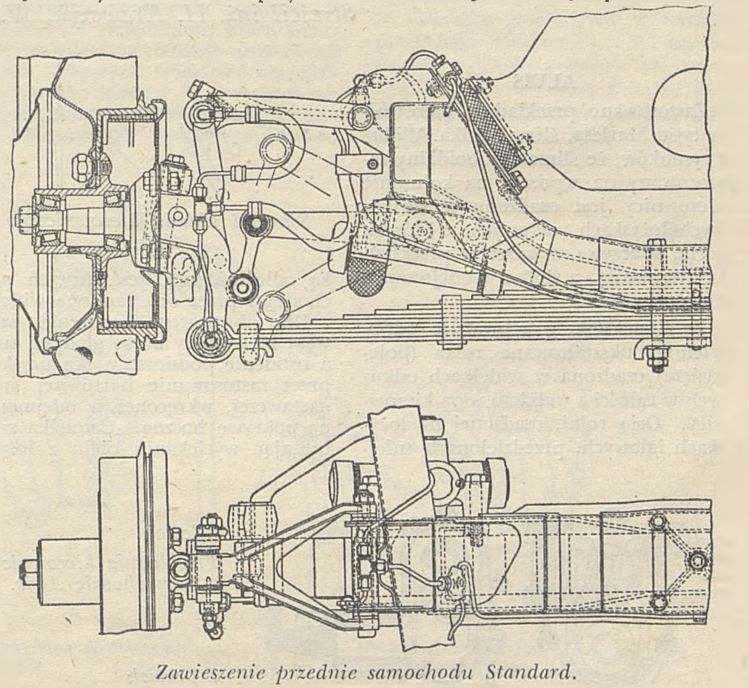
VAUXHALL

Ten układ zawieszenia przednich kół posiada drążek skrętny i rurę skrętną dla każdego koła oddzielnie. Krótka, sztywna sprężyna, działająca dodatkowo na układ skrętny przez dźwignię, daje zmianę sztywności zawieszenia w zależności od ugięcia. Zespół zawieszenia, zawierający także amortyzator hydrauliczny, jest zamknięty, a korpus jego jest połączony obrotowo z rurową belką osi, która jest przymocowana śrubami do ramy samochodu. Każde z kół tocznych osadzone jest za pomocą łożysk kulkowych promieniowo-oporowych na ramieniu, które obraca się w łożyskach igłowych w korpusie zespołu zawieszenia. Ramię połączone jest wieloklinem z krótkim drążkiem skrętnym. Drążek ten przechodzi przez korpus zespołu zawieszenia i przez rurę skrętną, będąc z nią połączony na końcu wieloklinem. Rura skrętna swym kołnierzem przymocowana jest do korpusu zawieszenia. Wielokliny łączące mają kształt drobnych ząbków, co pozwala na dokładną regulację, w szerokich granicach.

Czop, stanowiący oś obrotu ramienia niosącego koło, wchodzi w korpus zespołu zawieszenia i posiada pomiędzy bieżniami łożysk igłowych ząbkowany wieloklin, na którym osadzona jest dźwignia. Koniec tej dźwigni opiera się na czapce nałożonej na spiralną sprężynę, o której była poprzednio mowa. Zadaniem tej sprężyny, która jest pod napięciem 2120 lb. (ok. 960 kg), jest przeciwdziałanie elementom skrętnym przy małych ugięciach, a przez to zmniejszenie sztywności zawieszenia przy normalnych warunkach jazdy. Przy dużych ugięciach zawieszenia sprężyna przestaje działać, przez co zawieszenie staje się sztywniejsze. Zwiększenie sztywności układu ma miejsce przy uginaniu jak również przy odprężaniu zawieszenia.

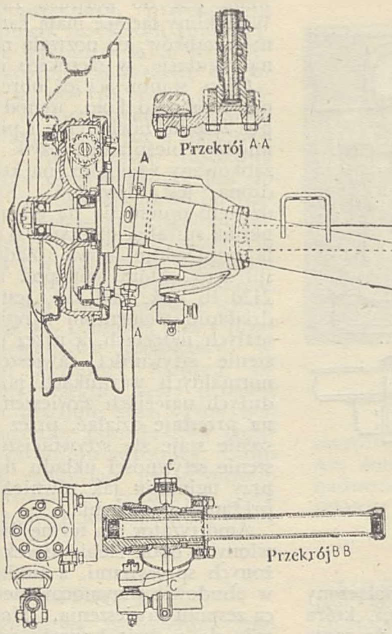
Amortyzator ma formę dwóch ustawionych obok siebie tłoczków obciążonych sprężynami, a umieszczonych w obudowie przymocowanej do końca zespołu zawieszenia. Tłoczki opierają się o dwie krzywki na dźwigni sprężyny spiralnej. Układ kanałów i zaworów jednokierunkowych steruje przepływem oleju wypełniającego amortyzator.

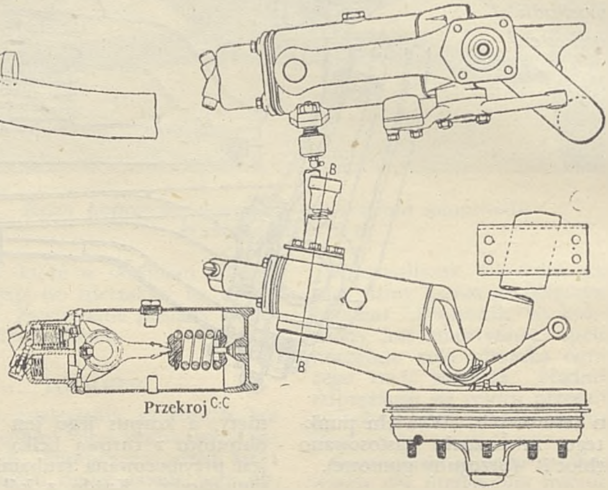
Pod normalnym obciążeniem, ustawienie zespołu zawieszenia i ramienia niosącego koło jest takie, że położenie koła w stosunku do osi sworznia zwrotnicy jest prawie takie samo jak w wypadku zawieszenia sztywnego z resorami półeliptycznymi i zwrotnicą osadzoną wprost na belce



Zawieszenie przednie samochodu Standard.

Drążek skrętny przedniego zawieszenia samochodu Vauxhall Ten i Twelve.





osi. Wskutek tego uginanie się zawieszenia nie wpływa na układ kierowniczy. Osadzenie zwrotnicy rozwiązane jest w normalnie spotykany sposób. Sworzeń zwrotnicy jest unieruchomiony w belce osi za pomocą kołka, a ciężar wozu przejmowany jest przez stalową i brązową podkładkę, umieszczone są od spodu belki.

MECHANIZMY KIEROWNICZE

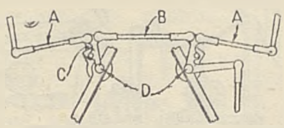
(„Automobile Engineer" — Oct. 1945 — Extra Number.)

Streścił inż. H. Krawczyk, W.I.T.

ALVIS

Zastosowano przekładnię kierownicy typu Marlesa, ślimak-rolka. Widać z rysunków, że ślimak globoidalny zamocowany na wpustkę na kolumnie kierownicy jest osadzony w stożkowych łożyskach rolkowych, z których górne spoczywa w karterze przekładni kierownicy, a dolne w odejmowalnej pokrywie.

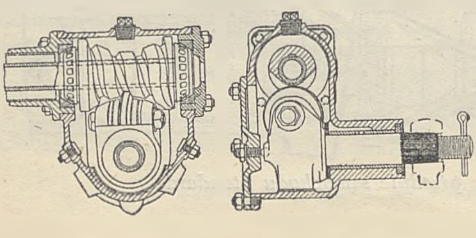
Ze ślimakiem współpracuje odpowiednio ukształtowana rolka (pojedyńcza) osadzona w widełkach odkutych w całości z wałkiem wąsa kierownicy. Osią rolki, osadzonej na łożyskach igłowych, przedzielonych tulejką odległościową, jest sworzeń przechodzący przez oba ramiona widełek.



Schemat układu kierowniczego Alvis.

Dla obrotowego osadzenia wałka wąsa kierownicy użyto gładkiej tulei, a ustalenie poosiowe wałka uzyskano przez zastosowanie hartownej śruby nastawczej, wkręconej w odejmowalną pokrywę boczną. Uszczelka zapobiegając wyciekaniu oleju z łożyska wałka wąsa kierownicy jest typu handlowego. Wystający nadlew karteru przekładni kierownicy służy do zamocowania przekładni do podwozia, przy pomocy rozciętego, ściąganego śrubą wspornika.

Interesującym jest układ drążków kierowniczych, będący patentem firmy Alvis. Jak widać z załączonego szkicu, drążek poprzeczny składa się z członów A i B. Człony te są połączone przegubowo z ramionami C, umocowanymi obrotowo do zastrzałów ramy D. Rozstaw przegubów A jest tak dobrany do długości wahaczy zawieszenia, że względne ruchy kół i ramy nie powodują w drążkach żadnych naprężeń na ściskanie lub roz-

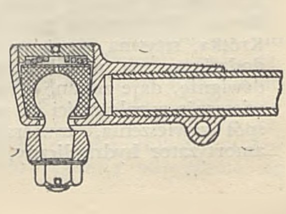


Z lewej:

Przekładnia kierownicy Marles w samochodzie Alvis.

Z prawej:

Złącza kulowe Alvis.



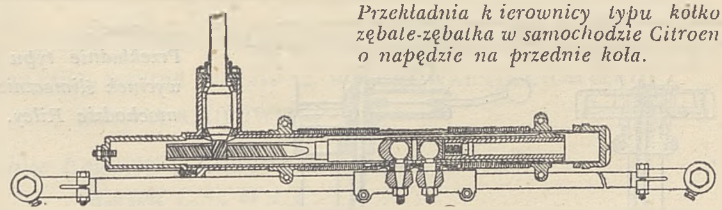
ciąganie, czyniąc kierowanie niezależnym od obciążenia przednich kół. Dalszą zaletą patentu jest to, że w punktach D można wprowadzić tłumienie drgań, dające w efekcie „uspakajanie się" układu, a nie wpływające na skuteczność drobnych ruchów kierownicą.

Zastosowano interesujący typ przegubów, które są samonastawne w miarę zużycia oraz samosmarne. Obsada czopa kulistego wykonana z „lignum vitae" (nazwa fabryczna brązu porowatego napojonego olejem), jest rozcięta na cztery części i osadzona w końcówce drążka kierowniczego. Ponad obsadą znajduje się cienka płytka metalowa, przyciskana w dół płaską sprężyną z drutu o przekroju kwadratowym, umieszczoną w wgłębieniu wkręconego kapturka. Taka obsada sworznia kulistego wywołuje tłumienie drgań w układzie kierowniczym nie kosztem sztywności układu, którego geometria nie zostaje zmieniona, lecz kosztem zamiany drgań na ruchy tłumiące w płaszczyźnie prostopadłej.

AUSTIN

Mechanizm kierowniczy jest konstrukcji i produkcji własnej. Przekładnie typu ślimak — wycinek ślimacznicy posiada globoidalny ślimak wprasowany na kolumnę kierownicy i przytrzymany pierścieniem sprężystym. Ślimak jest osadzony w stożkowych łożyskach rolkowych, których bieżnie wewnętrzne są wykonane wprost na ślimaku.

Zewnętrzne pierścienie łożysk są wciśnięte w karter przekładni kierownicy, którego dolna pokrywa dociskająca łożyska jest przymocowana śrubami, posiadając podkładki regulacyjne pomiędzy kołnierzem a karterem. Górny koniec kolumny kierownicy ma nacięte ząbki dla osadzenia koła kierownicy o średnicy 16" i jest wsparty u góry w pochwie kolumny



Przekładnia kierownicy typu kółko zębate-zębatka w samochodzie Citroen o napędzie na przednie koła.

przy pomocy długiej filcowej tulei.

Wycinek ślimacznicy, o trzech zębach, jest wykonany w całości z wałkiem, ułożyskowanym w stalowych, wyłożonych brązem ołowiowym tulejach, wtłoczonych do osobnej obsady, której kołnierz przymocowany jest śrubami karteru. Śruby te nie są pasowane w otworach obsady, co daje możność przesuwania obsady i nastawiania luzu między zębami ślimacznicy i ślimaka. Nastawianie poosiowe wałka ślimacznicy uzyskuje się zapomocą śruby wkręconej w boczną ścianę karteru i zabezpieczonej zaginaną podkładką. Umieszczenie przekładni kierownicy daleko w przodzie ramy, daje dogodny kąt nachylenia kolumny kierownicy. Wszystkie drążki kierownicze oraz ich przeguby nie odbiegają niczem od typów ogólnie spotykanych.

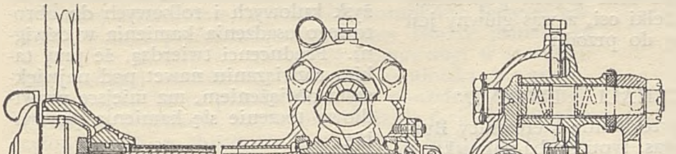
CITROEN

Przekładnia kierownicy typu kółko zębate-zębatka, zastosowana w samochodzie Citroen o napędzie na przednie koła, jest zupełnie specjalnej konstrukcji, stanowiącej bardzo wygodne rozwiązanie przy tego typu napędzie. Kolumna kierownicy posiada na dolnym końcu zgrubienie średnicy, ze stożkowymi przejściami, które stanowią wewnętrzne bieżnie stożkowych łożysk rolkowych. Pierścień zewnętrzny dolnego łożyska opiera się o występ w karterze przekładni kierownicy, zaś pierścień zewnętrzny łożyska górnego jest przytrzymany pierścieniem nastawczym, trzymanym przez kapturek z kołnierzem. Kapturek daje pomieszczenie dla filcowej uszczelki przeciw wyciekaniu oleju.

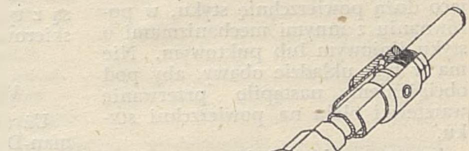
W dolnej swej części karter przekładni przybiera formy poprzecznej rury mieszczącej w sobie zębatkę współpracującą z kołem zębatym naciętym na dolnym końcu kolumny kierownicy. Rura ta jest zamocowana sztywno do przedniego wspornika zawieszenia i posiada podłużne wycięcie. W przedłużeniu zębatki umieszczone są w oprawach dwa czopy kuliste przechodzące przez podłużne wycięcie w rurze i zamocowane do drążków poprzecznych, przenosząc w ten sposób ruch zębatki na przednie koła.

JAGUAR

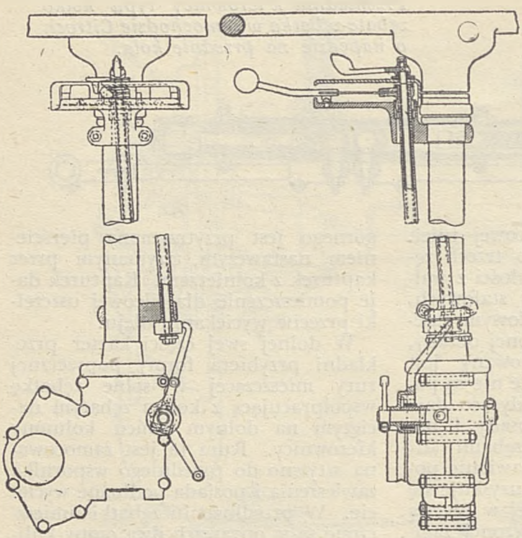
Zastosowano przekładnię kierownicy Burman-Douglas, opartą na wielozwojowej śrubie o gwincie trapezowym Acme, naciętej na końcu kolumny kierownicy. Luz na średnicy zewnętrznej i wewnętrznej gwintu zapewnia opieranie się nakrętki tylko na ścianach bocznych gwintu. Nakrętka może się przesuwać swobodnie w kierunku poosiowym w karterze przekładni kierownicy. W bocznej ścianie nakrętki znajduje się hartowana tulejka, w którą wchodzi kulisty czop, osadzony w dźwigni połączonej z wałkiem wąsa kierownicy.



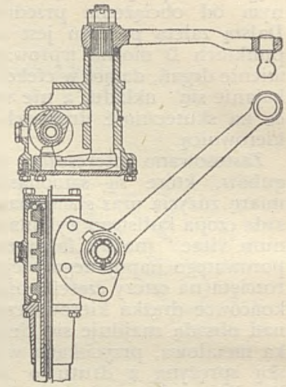
Przekładnia kierownicy typu ślimak-wycinek ślimacznicy w samochodzie Austin Ten.



Przekładnia Burman-Douglas w samochodzie Jaguar.



Z lewej: Przekładnie Bishopa w samochodzie Wolseley.



Z prawej: Przekładnie typu ślimak-wycinek ślimacznicy w samochodzie Riley.

Wałek ten przechodzi pod nakrętkę prostopadle do jej osi, a wąs jest zamocowany na nim przy pomocy drobnych ząbków. Obrót kolumny kierownicy powoduj poosiowy przesuw nakrętki, a to z kolei ruch czopa kulistego i obrót dźwigni. Ten sam ruch wykonuje wąs kierownicy, który jest połączony z dźwignią.

Naciski poosiowe są przyjmowane przez promieniowe łożysko kulkowe o głębokich bieżniach. Mimo że łożysko to jest w dużej odległości od śruby i nakrętki, określa ono wielkość luzu tych części.

Tarcie — którego obecność jest konieczna w jakimkolwiek mechaniźmie, od którego wymaga się zdolności tłumienia drgań — ma w tym wypadku miejsce pomiędzy śrubą a nakrętką, a powierzchnia na której ono występuje jest stosunkowo znaczna dla tego celu.

Wybitną zaletą tego rozwiązania jest to, że daje ono zawsze wystarczająco dużą powierzchnię styku, w porównaniu z innymi mechanizmami o styku liniowym lub puktowym. Nie ma w tym układzie obawy, aby pod obciążeniem nastąpiło przerwanie warstewki oleju na powierzchni styku.

Karter przekładni kierownicy jest zamocowany w ten sposób, że wąs kierownicy zatacza łuk wpoprzek ramy dając napęd bezpośrednio drążkowi poprzecznemu. Unika się w ten sposób pewnych komplikacji geometrii układu wynikających przy użyciu drążka podłużnego, którego wyrugowanie daje również wolne miejsce z boku ramy. Karter przekładni kierownicy jest zamocowany bezpośrednio do podłużnicy ramy, wzmocnionej w tym miejscu, tak aby uzyskać maksymalną sztywność. Dwa przednie otwory dla zamocowania są podłużne, co daje możność nastawiania przekładni w kierunku pionowym; tylne zamocowanie jest za pomocą jednej śruby nastawnej z dwoma nakrętkami i daje możność nastawiania w kierunku bocznym.

RILEY

Mechanizm kierowniczy Riley jest jednym z niewielu konstruowanych i produkowanych przez macierzystą fabrykę pojazdów i jest typu ślimak — wycinek ślimacznicy z możliwością regulacji w miarę zużycia. Ślimak trzymany z przodu w łożysku kulowym, podparty jest przez kulistą podkładkę oporową. Użyto aluminiowego karteru z tulejkami brązowymi dla wałka ślimacznicy. Mechanizm jest smarowany z centralnego automatycznego urządzenia smarowniczego.

Wąsy kół przymocowane śrubami do zwrotnic oraz drążek poprzeczny są z tyłu belki osi, a wąs główny jest skierowany do przodu.

VAUXHALL ,,TWELVE''

Użyto przekładnię kierownicy Burman-Douglas, typu śruba-nakrętka, o przekładni 1 : 15. Nacisk poosiowy śruby jest przenoszony przez kulki umieszczone pomiędzy stożkową bieżnią oraz kapturkiem u góry kolumny kierownicy. Wałek wąsa kierownicy jest ułożyskowany w gładkiej tulei.

Karter przekładni kierownicy jest tak skonstruowany, że wąs kierownicy znajduje się od spodu, wystając do przodu i wychylając się na boki. Wąs kierownicy jest połączony za pomocą krótkiego drążka poprzecznego z ramieniem przyspawanym do prawego członu zawieszenia. Takie rozwiązanie jest możliwe, gdyż nie ma ruchów względnych pomiędzy ramą a tym członem zawieszenia.

Drążek poprzeczny jest umieszczony z przodu belki osi, a jego końce wystają poza osie sworzni zwrotnic, aby uzyskać prawidłową geometrię układu Ackermana. Wszystkie przeguby układu są uszczelnione, zaopatrzone w sprężynę i samonastawne.

WOLSELEY

Użyto przekładnię kierownicy Bishop, typu kulicy, śrubowej (śruba-kamień). Sprawność mechanizmu powiększono nietylko przez użycie łożysk kulowych dla śruby, lecz również przez zastosowanie wyjątkowo długiej dźwigni kamienia, zmniejszając tym samym nacisk kamienia na śrubę. Nowemu modelowi tego typu, który określono jako ,,model o wysokiej sprawności'' przypisuje się duże zalety. Podczas gdy działanie mechanizmu jest takie samo jak w poprzednio stosowanym rozwiązaniu, jednak tutaj otrzymano toczenie się stożkowego kamienia po śrubie. Uzyskano to przez zastosowanie kombinacji łożysk kulowych i rolkowych do obrotowego osadzenia kamienia w dźwigni. Producenci twierdzą, że przy takim rozwiązaniu nawet pod największym obciążeniem, ma miejsce prawidłowe toczenie się kamienia po śrubie.

Porównując standardowy typ mechanizmu typu Bishopa z nowym modelem, o ,,wysokiej sprawności'', ten ostatni wymaga jednak jedynie 60% wysiłku na kole kierownicy w stosunku do pierwszego, przy tym samym ładunku pojazdu i oporach jazdy. Skutkiem zastosowania łożysk dla kamienia, kierowanie jest równomierne (bez zacięć), samopowracalność kół jest intensywniejsza, niż ta którą uzyskuje się w standardowym rozwiązaniu Bishopa.

LANE WAŁY KORBOWE

CZYNNIKI UZALEŻNIAJĄCE UŻYCIE WAŁÓW Z WYSOKOWARTOŚCIOWEGO ŻELIWA STOPOWEGO

(„Automobile Engineer", London, December, 1945.)
Streścił C.S., W.I.T.

Szerokie zainteresowania obecnie wzbudza zastosowanie wałów korbowych z żeliwa stopowego. Firma The Midland Motor Cylinder Co. Ltd., Smethwick, była jedną z pierwszych stosujących wały korbowe lane z wysokowartościowego żeliwa stopowego, znanego pod nazwą Cromol i doświadczenia przez nią osiągnięte są treścią niniejszego artykułu.

Z pośród wielu zalet przypisywanych przez wytwórców wałom lanym, brakuje mu jednej, a to by mogły one zastąpić wały kute bez zmian konstrukcyjnych. Przy zmianie materiału z kutego na lany należy dokładnie rozpatrzeć konstrukcję wału, by wykorzystać w zupełności zalety żeliwa stopowego, jako tworzywa. Nie wszystkie wały można produkować z żeliwa, ale większość z nich można pod warunkiem, że w konstrukcji uwzględni się pewne zasady.

Główne zalety użycia poprawnie skonstruowanego wału lanego są następujące:

(1) Łatwość i szybkość wykonania prototypów do prób. Czas potrzebny do przygotowania i zrobienia narzędzi do kucia jest znacznie dłuższy od czasu wykonania modelu odlewniczego. Jeśli w czasie okresu doświadczalnego okażą się konieczne zmiany kształtu wału, stwierdzić można z całą pewnością, że koszt zmiany modelu będzie niższy od kosztu zmiany matryc.

(2) Wrodzone, dobrze znane, ślizgowe własności żeliwa, nadają czopom długą trwałość. Stopowe żeliwo szare posiada dobrą zdolność zwilżania, czyli utrzymania warstewki oleju. Równocześnie osnowa tego tworzywa może mieć twardość wystarczającą do znoszenia dużych nacisków występujących w silnikach spalinowych. Dobrą własność ślizgową zachowuje żeliwo przy współpracy ze wszystkimi znanymi metalami łożyskowymi.

(3) Wały o skomplikowanych kształtach, łącznie z nieodejmowalną przeciwwagą można odlać z łatwością. Możliwość wykonania wału w całości z przeciwwagami jest mile widziana przez konstruktora silników. W wypadku nieskomplikowanych wałów, jak np. typowego 4-cylindrowego, w którym wszystkie czopy główne i korbowe leżą w jednej płaszczyźnie, wydaje się stosunkowo łatwym odkucie wału z przeciwwagami. Należy zważyć jednak, że w matrycy dodatkowa głębokość przeciwwagi w stosunku do niedużej szerokości, nastręcza trudności w kuciu. W wypadku lania przeciwwaga nie powoduje trudności. Zwłaszcza odlewanie wałów dla silników 6-cio lub 8-miocylindrowych o złożonych kształtach i skomplikowanym rozmieszczeniu przeciwwag, przedstawia duże korzyści.

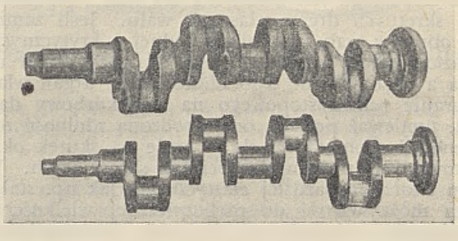
(4) Przy laniu dużych wałów można uzyskać znaczne zmniejszenie ich ciężaru, przez wykonanie drążonych czopów łożyskowych i korbowych, co nie obniża jednak wytrzymałości wału. To zmniejszenie ciężaru nie tylko obniża całkowity ciężar wozu, ale daje także mniejsze obciążenie łożysk.

(5) Niższy koszt obróbki maszynowej, ponieważ mniej materiału jest do ,,zdjęcia" z lanego wału aniżeli z kutego. Przy niektórych kutych wałach korbowych dla średniej wielkości silników i sprężarek ilość materiału zebranego przez obróbkę jest niezwykle duża i dochodzi do 80% wagi odkuwki.

(6) Dzięki wrodzonym własnością żeliwa do tłumienia drgań, okresy drgań są znacznie krótsze. Tworzywo posiadające mały okres drgań, zawsze będzie miało pierwszeństwo w zastosowaniu na wały korbowe. Własność ta musi być rozważona wspólnie z innymi własnościami fizycznymi tworzywa i oczywiście kombinacja tych własności da najlepsze wyniki.

(7) Niski współczynnik rozszerzalności cieplnej umożliwia pracę silnika w wyższych temperaturach, co pozwala na uzyskanie większej mocy z jednostki pojemności, oraz zabezpiecza przed zatarciem przy zachowaniu luzów przewidzianych dla wału stalowego.

(8) Zbyteczna jest jakakolwiek obróbka cieplna. Jest to niezmiernie ważny czynnik w produkcji silników, gdyż odpadają koszta i kłopoty nawęglania, hartowania oraz prostowania wału po obróbce cieplnej.



Rys. 1.
Lany wał korbowy, przed i po obróbce maszynowej.

Na rys. 1 pokazany jest w stanie odlanym i po obróbce maszynowej wał korbowy z żeliwa Cromol, dla silnika na ropę produkowanego przez firmę W. H. Dorman & Co. Ltd., Stafford. W silniku tym średnica cylindrów wynosi 115 mm; skok 130 mm; moc 40 KM przy 1000 obr/min.; zaś 69 KM przy 1800 obr/min.; średnica czopów głównych 79 mm; średnica czopów korbowych 78,5 mm.

Skład chemiczny stopowego żeliwa Cromol (chromowo-molibdenowego) jest następujący:

węgiel całkowity . . .	3,15 - 3,35%
krzem	1,70 - 1,95 ,,
siarka	maks. 0,10 ,,
fosfor	,, 0,10 ,,
mangan	0,60 - 0,85 ,,
chrom	0,30 - 0,50 ,,
molibden	1,00 - 1,35 ,,

Własności fizyczne: wytrzymałość na rozciąganie 31 - 35 kg/mm², doraźna wytrzymałość na zginanie 60 - 66 kg/mm² na próbce średnicy 30 mm; współczynnik sprężystości $E = 1{,}26 \times 10^6$ kg/cm², z pomiarów próbki lanej 32 mm średnicy, 762 mm długości, obtoczonej do 19 mm średnicy i badanej pod obciążeniem skręcającym; twardość Brinell'a wynosi 241 - 280 (średnica kulki 10 mm, obciążenie 3,000 kg).

Oprócz utrzymania odpowiedniej analizy chemicznej tworzywo musi mieć ściśle określoną strukturę. Specjalna technika lania zapewnia jednorodność odlewu, która jest ważna ze względów na dynamiczne wyważenie wału po obróbce maszynowej.

STRUKTURA METALU

Struktura tworzywa Cromol składa się z sorbistycznego perlitu, jako osnowy, oraz drobnych płatków grafitu. Struk-

tura ta daje dobrą obrabialność. Lane wały pracują zadawalająco nie tylko w łożyskach z białego metalu, ale i w twardszych łożyskach jak np. ze stopu miedź-ołów, lub brąz ołowiowy. Normalną praktyką w wypadku dużych obciążeń jest stosowanie łożysk ze stopu miedź-ołów oraz utwardzenie wału przez azotowanie. Wały lane z wysokowartościowego żeliwa stopowego nie wymagają żadnego utwardzania nawet w wypadkach dużych obciążeń wału. Oprócz doskonałych własności ślizgowych i zdolności tłumienia drgań tworzywo to posiada małą wrażliwość na działanie karbu, stąd duża odporność wału na zmęczenie.

KOSTRUKCJA WAŁU

Często względy produkcji posiadają duży wpływ na konstrukcję. Jeżeli konstruktor będzie miał na względzie jedynie długotrwałość wału, kształt wału wypadłby bardzo złożony. Ze względu na trudności przy kuciu wałów, konieczne są pewne ograniczenia mające na celu uproszczenie konstrukcji, by można było produkować je ekonomicznie. W wypadku wału lanego odpada większość ograniczeń kształtu. Przy konstrukcji znacznej długości wałów do większych silników (6 - 10 cylindrów w jednym rzędzie) specjalną uwagę należy zwrócić na naprężenia skręcające. Uwzględnić należy fakt, że współczynnik sztywności żeliwa stopowego jest niższy niż dla stali. Wpływa to na okres skrętnych drgań własnych wału. Jeśli zamierzona ilość obrotów wału jest bliska jednej z krytycznych jego szybkości, należy zwiększyć jego wymiary celem usztywnienia a więc zmienić jego częstotliwość drgań własnych. Stosowanie żeliwa stopowego na wał korbowy daje korzyści, ponieważ posiada ono wrodzoną zdolność zdławienia energii gromadzącej się w wale na skutek okresowo powtarzalnych zmiennych obciążeń skręcających. W wypadku tworzywa bardziej elastycznego, jak np. stal, energia ta może wzrość do niebezpiecznej wielkości drgań skręcających i spowodować obniżenie wytrzymałości wału na zmęczenie.

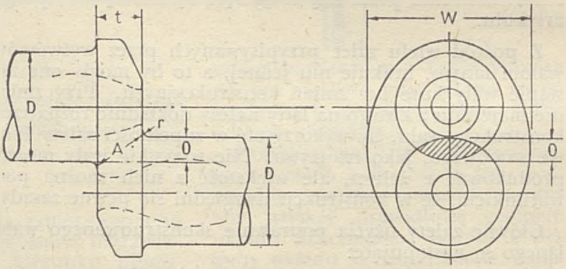
SZTYWNOŚĆ PRZY ZGINANIU

Celem zapewnienia niskich naprężeń zginających odległość pomiędzy łożyskami wału powinna być możliwie najkrótsza. Polecane jest stosowanie łożysk po obydwu stronach każdego czopa korbowego, zatem ilość łożysk głównych powinna być równa ilości cylindrów plus jeden.

Należy unikać długich wystających części wału z przodu lub z tyłu silnika. W niektórych silnikach przedłużenie wału jest konieczne dla umieszczenia koła do napędu zespołu pomocniczego, przy czym w praktyce napęd łańcuchowy jest lepszy od napędu pasowego. Źle naregulowany pas lub lina napędu wywołać może na końcu przedłużenia wału siłę promieniową pięciokrotnie większą od obliczanej, siły stycznej w pasie, tj. duży moment gnący i wysokie naprężania.

Najsłabszym miejscem, w niektórych wałach stalowych, jest ramię wykorbienia. Zbyt wysokie naprężania w przekroju A-A (rys. 2) możnaby obniżyć przez zwiększenie grubości ramienia *t*, jakkolwiek na wymiar ten wpływa odległość osi cylindrów, grubość ich ścianki oraz długość łożysk. Odporność na zginanie może być nieco poprawiona przez zwiększenie szerokości ramienia *w*, chociaż posiada ona większy wpływ na odporność na skręcanie wału aniżeli na zginanie, co wynika jasno z rozważenia wartości modułu przekroju ramienia: $Z = \frac{w\,t^2}{6}$.

Ogólnie biorąc najbardziej odpowiednim kształtem ramienia jest elipsa (rys. 2), gdyż daje dużą szerokość przekroju *A — A*, a równocześnie mały ciężar przez uniknięcie ostrych naroży (zaznaczone linią przerywaną). Innym korzystnym szczegółem w konstrukcji jest ,,zachodzenie'' krawędzi łożysk, oznaczone literą *O* na rys. 3. Polepsza to wartość *Z* oraz zmniejsza koncentrację naprężeń. Najodpowiedniejsza wielkość tego ,,zachodzenia'' może być określona jedynie praktycznymi próbami.



Rys. 3.

,,Zachodzenie'' krawędzi czopów O; korzystniejszy moduł przekroju.

NAPRĘŻENIA MIEJSCOWE

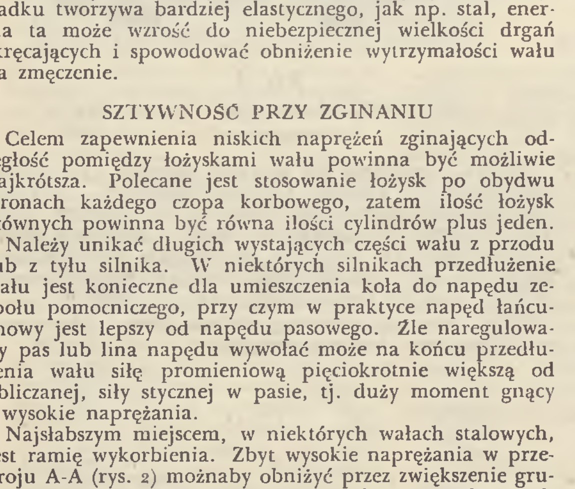
W czasie pracy wału występują w nim równocześnie siły zginające, skręcające i ścinające. Dodatkowo większość wałów korbowych jest typowym przykładem pręta z karbami, w którym występują duże naprężenia miejscowe. Główne czynniki, które wpływają na powstawanie naprężeń miejscowych w wale korbowym są następujące:

(a) prostopadłość pomiędzy płaszczyznami ramienia korbowego a czopami głównym i korbowym,

(b) zmiany wielkości promieni przejścia z czopów do ramienia korbowego,

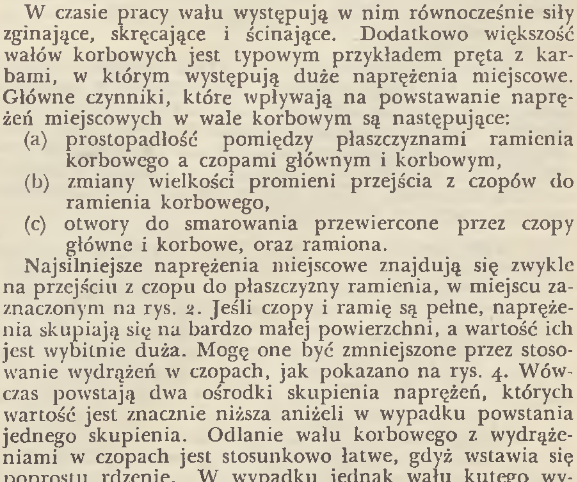
(c) otwory do smarowania przewiercone przez czopy główne i korbowe, oraz ramiona.

Najsilniejsze naprężenia miejscowe znajdują się zwykle na przejściu z czopu do płaszczyzny ramienia, w miejscu zaznaczonym na rys. 2. Jeśli czopy i ramię są pełne, naprężenia skupiają się na bardzo małej powierzchni, a wartość ich jest wybitnie duża. Mogę one być zmniejszone przez stosowanie wydrążeń w czopach, jak pokazano na rys. 4. Wówczas powstają dwa ośrodki skupienia naprężeń, których wartość jest znacznie niższa aniżeli w wypadku powstania jednego skupienia. Odlanie wału korbowego z wydrążeniami w czopach jest stosunkowo łatwe, gdyż wstawia się poprostu rdzenie. W wypadku jednak wału kutego wymagałoby to kosztownej obróbki maszynowej.



Rys. 2.

Wał korbowy z pełnymi czopami głównymi i korbowymi; jeden ośrodek naprężeń miejscowych.



Rys. 4.

Drążone czopy główne i korbowe; zmniejszona wartość naprężeń miejscowych.

WIELKOŚĆ PROMIENI PRZEJŚCIA

Wielkość promienia przejścia ma duży wpływ na skupienie naprężeń. Promień ten powinien być możliwie największy i należy wyznaczyć jego dolną wartość według prostego wzoru: stosunek r/D powinien być większy od 0,050, przy czym r — jest to promień przejścia, D — średnica czopa. Jedną z zalet wału lanego jest mała wrażliwość żeliwa na działanie karbów (wynikłych ze złej obróbki lub przypadkowego zarysowania nożem powierzchni), w porównaniu ze stalą zwłaszcza stalą utwardzoną. Wykończenie powierzchni przejścia, które jest niezmiernie ważne w wałach stalowych, może być swobodniej traktowane w wałach lanych. Stwierdzono, że w niektórych większych wałach można pominąć kosztowną obróbkę szlifowania przejść.

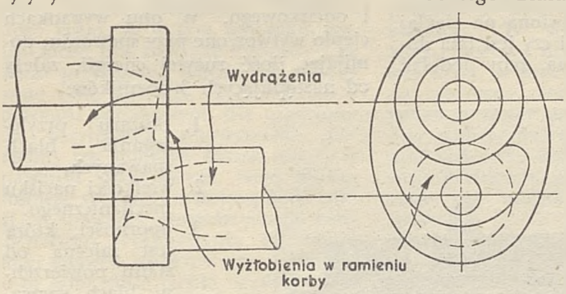
OTWORY DO SMAROWANIA

Wiercone otwory w czopach korbowym i głównym połączone są zazwyczaj rurką metalową, przez którą przepływa olej. Połączenia rurki z wierconymi otworami muszą być szczelne. W lanych wałach stosowane jest przesunięcie otworów do smarowania i wykonanie nadlewu z jednej strony wydrążenia w czopie, jak pokazano na rys. 4. Otwór do smarowania zostaje przewiercony na wskroś i nie ma potrzeby stosowania rurek, a za tym odpada obawa ich nieszczelności.

Ostre krawędzie i naroża powinny być z reguły unikane. Należy więc po wywierceniu otworów zaokrąglić krawędzie, jak uwidoczniono na rys. 2. Dookoła takich otworów występuje silne naprężenie miejscowe i jeśli krawędź otworu nie jest zaokrąglona, może być od niej zapoczątkowane pęknięcie.

WAŁY DRĄŻONE

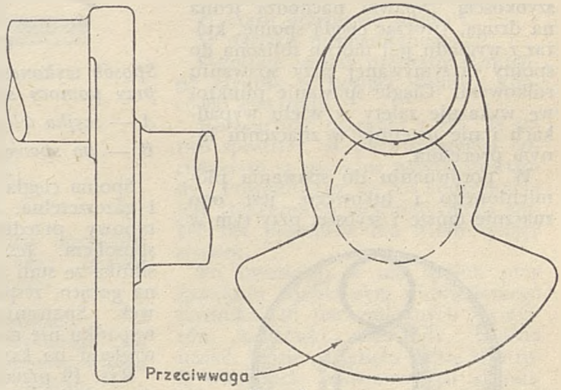
Ideałem jest skonstruowanie wału w którym naprężenia byłyby rozłożone równomiernie. Zbliżenie do tego ideału



Rys. 5.
Teoretycznie najkorzystniejszy kształt wału korbowego; nastręcza jednak trudności w produkcji.

osiąga się przez wykonanie drążonych czopów głównych i korbowych, przy czym kształt wydrążeń wyprowadzony jest z matematycznych obliczeń. Podobnie, wyżłobienia w płaszczyznach ramienia korbowego sprzyjają równomiernemu rosprowadzeniu naprężeń.

Jest prawie pewne, że prace na powyższy temat zostały zapoczątkowane w Niemczech i wyniki są opatentowane. Wał korbowy skonstruowany na powyższych zasadach powinien mieć kształt pokazany na rys. 5. Ekonomiczna produkcja takiego wału nastręcza poważne trudności w odlewni ze względu na skomplikowany kształt rdzeni i kłopoty z prawidłowym ich ustawieniem w formie. Jak dotychczas brak jest wystarczających danych do osądzenia



Rys. 6.
Typowy kształt przeciwwagi którą można odlać w całości z wałem korbowym.

czy wzrost długotrwałości tak skonstruowanego wału kompensuje dodatkowe koszty i kłopoty przy jego produkcji.

PRZECIWWAGI

Jedną z najważniejszych zalet wałów lanych w porównaniu z kutymi jest łatwość wykonania złożonych kształtów. Wał może być odlany wraz z przeciwwagami, przez co odpada kosztowna obróbka oddzielnych przeciwwag, które następnie trzeba zamocować do wału śrubami lub przyspawać. Typowy kształt przeciwwagi odlanej w całości z wałem pokazany jest na rys. 6.

W silnikach szybkobieżnych, jakimi są silniki spalinowe, ważne jest utrzymanie możliwie najmniejszych sił bezwładności mas, mających ruch posuwisto zwrotny, oraz sił odśrodkowych mas mających ruch obrotowy. Siła odśrodkowa jest mniejsza jeśli wał posiada drążone czopy korbowe oraz skośnie ściętą zewnętrzną powierzchnię ramienia korbowego. Wysokość tego ścięcia nie powinna przekraczać osi czopa, jak zaznaczono literą H na rys. 2.

Wiele czynników wpływa na osiągnięcie zadawalających wyników w zastosowaniu lanych wałów. Głównym warunkiem jest konstrukcja wału, dostosowana do własności tworzywa. Firma The Midland Motor Cylinder Co. Ltd., kładzie tak silny nacisk na ten warunek, że nie podejmie produkcji wału, jeśli nie uzyska od zamawiającego zgody na głos doradczy w konstrukcji wału. Dalszym warunkiem sukcesu jest właściwa metoda produkcji wałów, tj. poszczególne operacje w odlewni muszą być dokładnie kontrolowane celem uzyskania tworzywa wysoce jednorodnego zarówna w poszczególnym wale, jak i jednorodności w danej serii odlewów.

SPAWANIE OPOROWE

(„Resistance Welding“ by R. W. Ayers, M. Inst. W.) — „Aircraft Production“, London, September, 1945, October, 1945.)*

Streścił T.Ż., W.I.T.

(dokończenie)

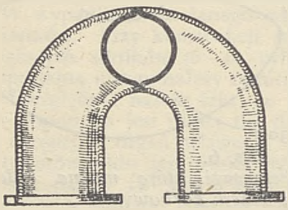
SPAWANIE CIĄGŁE PUNKTOWE

Spawanie ciągłe punktowe jest powszechnie stosowane w wytwórniach przerabiających blachę i należy je uważać za samoistny proces, a nie gałęź spawania puktowego czy też namiastkę spawania rolkowego. Jest to metoda analogiczna do spawania rolkowego, gdyż polega na wykonywaniu szeregu nakładających się spawek. W odróżnieniu jednak od tego ostat-

*) *Patrz „Przegląd Motoryzacyjny“ Nr. 13 - 14, str. 54.*

niego — przy którym nacisk rolek jest stale utrzymywany, a jedynie prąd jest przerywany w określonych odstępach czasu—ciągłe spawanie punktowe pozwala stosować spawarki punktowe, które jednak muszą być zautomatyzowane dla pracy z dużą szybkością. Spawki nachodzą jedna na drugą, tworząc ciągłą spoinę, która z wyglądu jest mocno zbliżona do spoiny otrzymywanej przy spawaniu rolkowym. Ciągłe spawanie punktowe wykazuje zalety w wielu wypadkach i nie ustępuje w znaczeniu innym procesom.

W porównaniu do spawania płomieniowego i łukowego, jest ono znacznie tańsze i szybsze, przy tym w



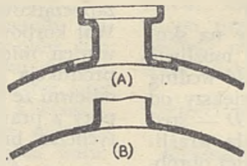
Rys. 18.

Rura wydechowa silnika, wykonana za pomocą spawania ciągłego punktowego, które najlepiej się nadaje do tego celu.

większości wypadków pozwala uniknąć szlifowania spoiny, przed lakierowaniem, emaliowaniem czy też innym sposobem wykończenia stosowanym w przemyśle. Nowoczesne spawarki używane przy tym procesie, są kompletnie zautomatyzowane i przy produkcji dużych serii mogą być zaopatrzone w mechaniczne urządzenia samo zasilające. W wyniku mogą one być obsługiwane przez personel nie wykwalifikowany. Z drugiej jednak strony proces nie nadaje się do spawania dużych przedmiotów, trudnych do przenoszenia i obracania na maszynie. Główną zaletą tej metody jest możność spawania przedmiotów o kształtach nie regularnych i skomplikowanych, oraz naroży o małym promieniu zaokrąglenia, tj. robót do których nie nadaje się spawanie rolkowe.

Koszt nowoczesnej spawarki punktowej stanowi około 30% kosztu spawarki rolkowej tej samej klasy. Trzeba to brać pod uwagę przy nowych instalacjach, ale z drugiej strony należy pamiętać, że przy długich i prostych spoinach praca jest znacznie szybsza na spawarkach rolkowych.

Ciągłe spawanie punktowe daje w pewnych wypadkach spoinę zbliżoną do spoiny otrzymywanej przy spawaniu oporowo stykowym, lecz znacznie czystszą. Znalazło to zastosowanie przy produkcji skomplikowanych wykrojów z blachy itp., gdyż ten sposób można nieraz wykorzystać lepiej materiał, zaoszczędzając na ilości odpadków.

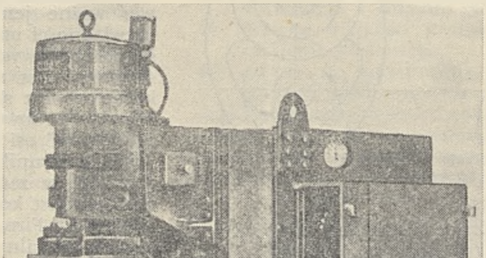


Rys. 19.

Sposób wykonania „spoiny" gładkiej przy pomocy spawania punktowego: A — szyjka wlewu przed spawaniem, B — po spawaniu.

Spoina ciągła punktowa jest wodo- i gazoszczelna. Na rys. 18 pokazano typowy przedmiot wykonany tym sposobem. Jest to rura wydechowa silnika ze stali nierdzewnej, odpornej na gorąco, zespawana z dwuch połówek. Spawania rolkowego w tym wypadku nie można było stosować ze względu na kształt rury.

Rys. 19 przedstawia przykład spoiny „gładkiej". Przed spawaniem, części zostały nałożone na siebie na szerokość równą ok. 1,5 mm. W wyniku wysokiej temperatury i nacisku elektrod otrzymuje się jednak spoinę gładką. Ogólnie biorąc ciągłe spawanie punktowe znajduje szerokie zastosowanie gdy się pozna możliwości, które ono daje. Należy jedynie się upewnić, czy punktowa spawarka którą się chce do tego celu wykorzystać może być nastawiona na ciągłą, automatyczną pracę i czy jest ona dostatecznie duża i silna, żeby podołać tej pracy.



Rys. 20.

Spawarka odciskowa pneumatycznie sterowana o mocy 500 k.V.A.

SPAWANIE ODCISKOWE

Źródeł stale zwiększającego się stosowania spawania odciskowego należy szukać nie tylko w opłacalności i innych praktycznych zaletach tej metody, ale również możliwości przystosowania tego procesu do masowej produkcji. Pozwala on bowiem na zachowanie przy wielo punktowym spawaniu tych dokładności wykonania, co przy masowej produkcji na prasach lub pracy na obrabiarkach. W przeciwieństwie do spawania punktowego, przy którym wielkość i rozmieszczenie spawek zależą od wielkości elektrod i miejsca ich przyłożenia przy spawaniu odciskowym, będącym dalszą fazą rozwojową tego ostatniego, rozmieszczenie spawek i ich wielkość są ściśle wyznaczone przez odpowiednie zaprojektowanie części spawanych.

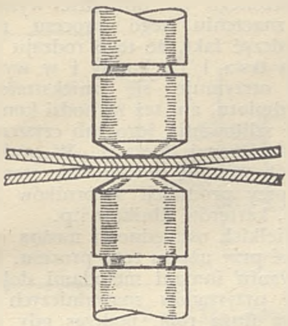
Spawarki odciskowe w swoich konstrukcjach i charakterystykach są wielce zbliżone do spawarek punktowych o napędzie mechanicznym, hydraulicznym czy pneumatycznym. Będąc jednak silniej zbudowane oraz posiadając większe moce elektryczne, są one prawie zawsze zaopatrzone w płyty z teowymi rowkami i z wyglądu przypominają prasy (rys. 20).

Rys. 21 i 22 ilustrują różnice między procesem spawania punktowego i odciskowego. W obu wypadkach ciepło wytworzone przy spawaniu, pomijając ilość zużytej energii, zależy od następujących 3 czynników:

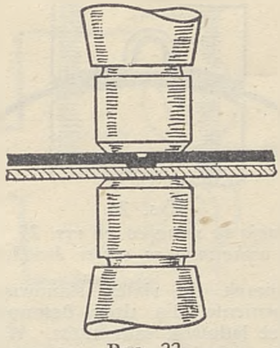
1. obszaru przylegania blach spawanych,
2. wielkości nacisku mechanicznego.
3. oporności, która jest zależna od stanu powierzchni blach spawanych.

Dla celów porównawczych załóżmy, iż stan powierzchni w w obu wypadkach jest jednakowy.

Rys. 21 przedstawia w sposób przesadny warunki zachodzące po zastosowaniu nanacisku, przed włączeniem prądu przy punktowym spawaniu. Celem obliczenia wielkości nacisku elektrod należy brać pod uwagę nie tylko nacisk dostateczny dla zapewnienia odpowiedniego nagrzania części w miejscu spawanym, ale również naddatek potrzebny do umiejscowienia nagrzania na odpowied-



Rys. 21.
Warunki istniejące przed włączeniem prądu przy spawaniu punktowym (przesadnie naszkicowane); granice powierzchni spawki nieokreślone.



Rys. 22.
Warunki zachodzące przy spawaniu odciskowym; powierzchnia spawki określona wyraźnie.

nim obszarze. Czynnik ten przybiera na znaczeniu w miarę zwiększania grubości spawanego materiału. Jasnem jest, iż niezależnie od wielkości nacisku, obszar przylegającego materiału jest na początku znacznie większy niż powierzchnia końcówek elektrod. Gdy metal poddaje się, po nagrzaniu, obszar ten staje się równy mniejwięcej powierzchni końcówek elektrod.

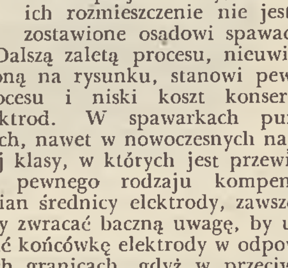
Na rys. 22 przedstawiono warunki jakie zachodzą przy wykonywaniu jednej spawki odciskowej. Widać z niego jasno, że w tym wypadku, nacisk może być znacznie mniejszy i że obszar przylegania blachy jest stały w czasie całej operacji. Ponieważ przy spawaniu odciskowym, dla zapewnienia przylegania powierzchni, potrzebny jest mniejszy nacisk, niż przy spawaniu punktowym, więc można stosować spawarki o lżejszej konstrukcji od spawarek potrzebnych do równoczesnego wykonywania tej samej ilości spawek punktowych, a ponadto tą samą ilość ciepła uzyskuje się z mniejszej ilości dostarczonej energii— w wyniku można obniżyć moc maszyny.

Dzięki warunkom przedstawionym na rys. 22 można również skrócić czas wykonywania spawki odbitkowej w stosunku do punktowej. Przy spawaniu punktowym powierzchnia styku jest wielokrotnie większa od żądanego obszaru spawania i dla tego ciepło musi być dostarczane stopniowo, aby pozostawić czas na poddanie się materiału, co ogranicza spawanie do małego obszaru. Przy spawaniu odciskowym obszar spawany jest ograniczony do wielkości wytłoczenia (odcisku), a tym samym można nagrzewać materiał znacznie szybciej i czas zużyty na wykonanie spawki wynosi jedynie ułamek czasu zużywanego przy spawaniu punktowym. Stan przedmiotów przed i po operacji jest zobrazowany na rys. 23. Przedstawiono tu zawias stalowy przypawany do drzwi z blachy stalowej. Łatwo spostrzec z tego przykładu trzy zasadnicze korzyści, a mianowicie:

1) Cztery spawki wykonuje się równocześnie, co stanowi wielką oszczędność czasu i kosztu.
2) Znaki, które powstają przy spawaniu punktowym, są tu po jednej stronie przedmiotu zupełnie wyeliminowane.
3) Spawki są rozmieszczone w sposób zaprojektowany, a zatem ich rozmieszczenie nie jest pozostawione osądowi spawacza.

Dalszą zaletą procesu, nieuwidocznioną na rysunku, stanowi pewność procesu i niski koszt konserwacji elektrod. W spawarkach punktowych, nawet w nowoczesnych najwyższej klasy, w których jest przewidziana pewnego rodzaju kompensacja zmian średnicy elektrody, zawsze należy zwracać baczną uwagę, by utrzymać końcówkę elektrody w odpowiednich granicach, gdyż w przeciwnym razie nie można uzyskać dobrych spawek.

Przy spawaniu punktowym ciepło spawania oraz ciepło powstające na skutek mechanicznego nacisku na elektrody powoduje spłaszczenie elektrod, które muszą być od czasu do czasu ,,obcinane" przez spawacza. W wyniku tolerancje średnicy elektrod są szerokie, co wprowadza niewiadomy czynnik, który uniemożliwia uniezależnienie operacji od interewencji spawacza, a tym samym zautomatyzowanie jej wszystkich faz.



Rys. 23.
Wykonywanie kilku spawek jednocześnie za pomocą spawania odciskowego. Spawanie zawiasów do drzwi:
A — zespół przed operacją,
B — zespół po operacji.

Można założyć, że nowoczesne spawarki punktowe zapewniają pewność kontroli następujących czynników podstawowych:

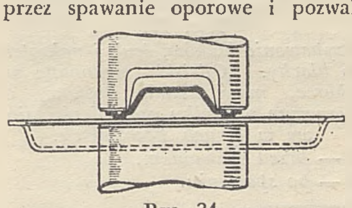
1) ilości prądu elektrycznego,
2) czasu przepływu prądu i
3) nacisku mechanicznego.

Pozostaje jednak nieznany i zmienny czynnik w postaci średnicy końcówki elektrody.

Rozpatrując przykład z rys. 23 łatwo spostrzec, że przy spawaniu odciskowym są używane płaskie elektrody. Powoduje to, że ich konserwacja jest zbyteczna, a elektrody mogą służyć bez poprawek dla wielu tysięcy spawek.

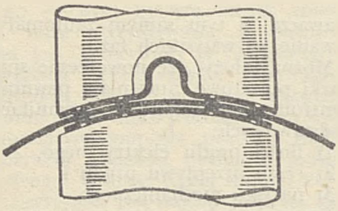
Po usunięciu w ten sposób przy spawaniu odciskowym niewiadomego czynnika, to jest zmiennych wymiarów końcówki elektrody, można uznać, że się osiągnęło pełną kontrolę wszystkich podstawowych czynników wchodzących w rachubę przy spawaniu, a więc nie tylko trzech, uprzednio wymienionych, ale również i wielkości spawki. Wszystkie te czynniki są w nowoczesnych spawarkach oddzielnie regulowane. Ponieważ urządzenia regulujące są zaopatrzone w skale, więc ustawienie maszyny można odtworzyć z dużą dokładnością.

Jeżeli dodamy, że stoły spawarek odciskowych posiadają precyzyjne rowki teowe, odpowiednio wyskalowane, a przyrządy są wykonywane z elementami ustalającymi, to jasnym jest, że przyrząd można automatycznie mocować i maszyna może być w każdej chwili identycznie dla danej roboty ustawiona. Jest to przypuszczalnie największy postęp osiągnięty dzięki spawarce odciskowej. Umożliwia on precyzyjnie łączenie zespołu przez spawanie oporowe i pozwala spawarkę postawić na tym samym szczeblu, co obrabiarkę lub prasę.

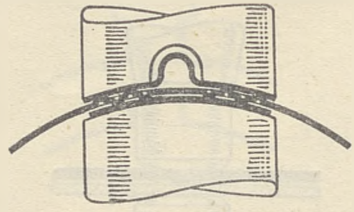


Rys. 24.
Przypawanie ucha do tacy za pomocą spawania odciskowego.

Rys. 24 przedstawia zastosowanie spawania odciskowego do przypawania ucha do tacy. Przykład ten jest zbliżony do pokazanego na rys. 23 i nie wymaga objaśnień. Na rys. 25 pokazano inny przykład, a mianowicie równoczesne spawanie trzech blach. W tym wypadku odciski mogą być wykonane w dwuch blachach zewnętrznych (rys. 25) lub w blaszе wewnętrznej (rys. 26), jeżeli nie jest ona zbyt gruba. W obu wypadkach można osiągnąć równie dobre wyni-



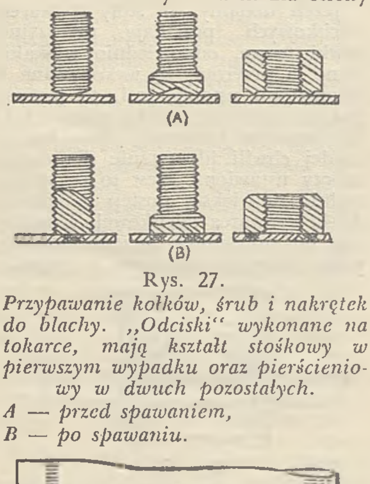
Rys. 25.
Spawanie ucha i płytki usztywniającej do beczki stalowej. Odciski wykonano w częściach zewnętrznych.



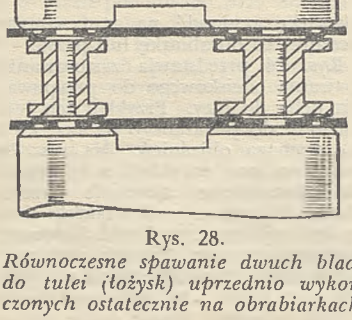
Rys. 26.
Operacja ta sama co na rys. 25. Odciski wykonane w części środkowej.

ki. O stosowaniu jednej lub drugiej metody decyduje jedynie to, gdzie jest wygodniej wykonać wytłoczenia. Należy jednak również brać pod uwagę czy nie zachodzi konieczność uniknięcia wszelkich śladów i skaz na zewnętrznej powierzchni spawanego zespołu, co w pewnych wypadkach daje duże korzyści. W tym celu trzeba wykonywać wytłoczenia w blasze środkowej.

Wykazaliśmy powyżej zalety spawania odciskowego, rozpatrując go jako ulepszoną metodę spawania punktowego. Proces ten otworzył jednak również drogę do zupełnie nowego stosowania spawania oporowego. I tak np. rozwinęło się bardzo spawanie siatek z drutu które jest stosowane poczynając od spawania lekkich ochronnych siatek dla osłony

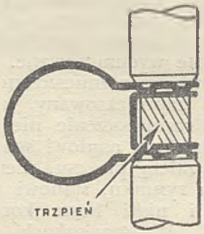


Rys. 27.
Przypawanie kołków, śrub i nakrętek do blachy. „Odciski" wykonane na tokarce, mają kształt stożkowy w pierwszym wypadku oraz pierścieniowy w dwuch pozostałych.
A — przed spawaniem,
B — po spawaniu.



Rys. 28.
Równoczesne spawanie dwuch blach do tulei (łożysk) uprzednio wykończonych ostatecznie na obrabiarkach.

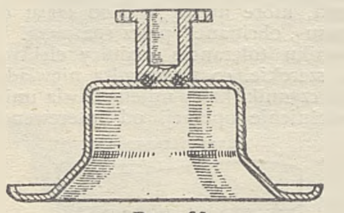
obrabiarek do siatek stanowiących wzmocnienia dla dróg betonowych czy też lądowisk samolotów. W wypadku małych siatek są używane jako elektrody wspólne płyty górna i dolna. Przy dużych siatkach stosuje się niezależne pary elektrod dla poszczególnych prętów. Za pomocą spawania odciskowego można również z powodzeniem, w sposób pokazany na rys. 27 i 28, spawać do blachy śruby, nakrętki, kołki, tuleje itp. Wielkość



Rys. 29.
Wykonywanie dwóch rzędów spawek odciskowych przy użyciu trzpienia miedzianego dla zamknięcia obwodu roboczego.

„odcisku" zależy w pewnej mierze od grubości blachy do której jest spawany dany element, podczas gdy kształt odcisku wypływa z możliwości obróbczych.

Na rys. 29 pokazano sposób spawania ucha z korytkiem stalowym.

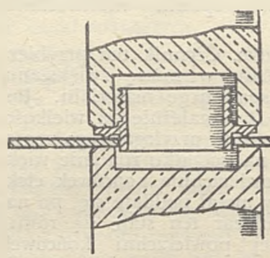


Rys. 30.
Część silnika samolotowego wykonana za pomocą spawania odciskowego.

Rys 30 przedstawia dalsze stosowanie spawania odciskowego. Przedmiot pokazany, ze względu na swój kształt, był uprzednio wykonywany jako odkuwka całkowicie obrabiana obecnie zaś do powłoki tłoczonej przyspawa się trzpień w miejscu dokładnie oznaczonym, który wymaga jedynie obróbki wykańczającej.

Na rys. 31 pokazano wykonywanie spoiny benzynoszczelnej za pomocą wytoczonego na obwodzie występu. O znaczeniu tego procesu może świadczyć fakt, że tego rodzaju operacja trwa 1/5 sekundy i w wyniku nie otrzymuje się zniekształcenia przedmiotu, ani też zachodzi konieczność szlifowania jego lub czyszczenia po skończonej operacji. W praktyce sposób ten jest powszechnie stosowany przy produkcji zbiorników benzyny, karterów silników itp.

Wielkich oszczędności można oczekiwać przy użyciu tego procesu. Przy spawaniu innymi metodami dokładność przyrządów spawalniczych odgrywa dużą rolę, podczas gdy przy spawaniu odciskowym dokładność zależy jedynie od doboru właściwego kształtu i wielkości odcisku. Odnośnie danych co do dwuch ostatnich



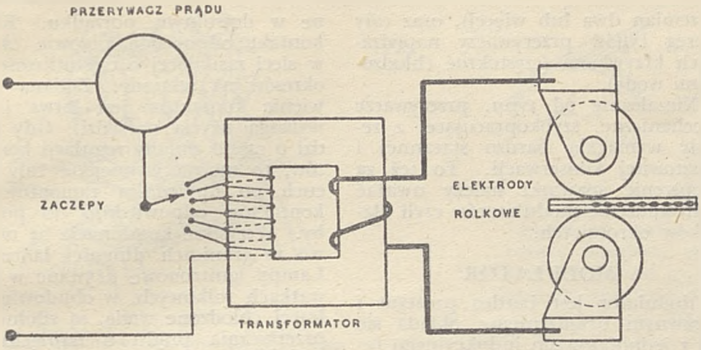
Rys. 31.
Wykonanie spoiny benzynoszczelnej przy pomocy pierścieniowego odcisku.

punktów najlepiej zwracać się bezpośrednio do firm konstruujących spawarki.

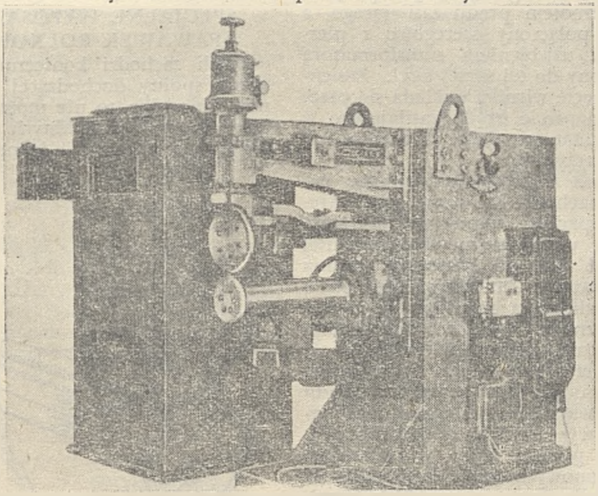
SPAWANIE ROLKOWE

Jeżeli chodzi o wykonanie spoiny w postaci szwu przy łączeniu blachy na zakładkę to najwygodniej jest używać spawania rolkowego. Pozwala ono spawać z szybkością do 9 m/min. i zapewnia spoinę czystą, nie wymagającą czyszczenia po skończonej operacji. Jako ogólną wskazówkę można przyjąć, że tworzywa które dają się spawać punktowo są zdatne również do spawania rolkowego. Spawarki rolkowe są zbliżone z wyglądu do spawarek punktowych, ale używa się w nich zamiast elektrod prętowych elektrody w postaci rolek (rys. 32), przyczym jedna z nich albo obie są napędzane mechanicznie.

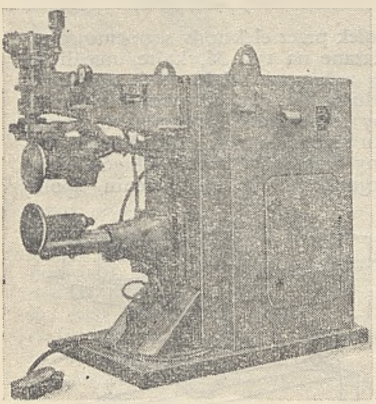
W czasie przepływu prądu, podobnie jak przy spawaniu punktowym, elektrody muszą się znajdować pod odpowiednim naciskiem, gdyż w przeciwnym razie występuje iskrzenie i spalanie powierzchni spawanej blachy. Nacisk na elektrody winien być przyłożony przed włączeniem prądu i winien być on utrzymany przez pewien czas po jego wyłączeniu. Jak wyżej zaznaczono, w najbardziej rozpowszechnionych spawarkach, są stosowane jako elektrody dwie rolki, przyczym są w użyciu trzy zasadnicze typy maszyn:



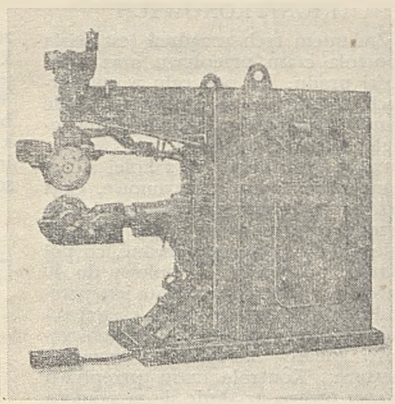
Rys. 32. *Schemat spawarki rolkowej.*



Rys. 33.
Obwodowa spawarka rolkowa wyposażona w pełne urządzenia kontrolne. Dolna rolka jest napędzana za pomocą kół zębatych w części środkowej.



Rys. 34.



Rys. 35.

Rys. 34. *Uniwersalna spawarka rolkowa o mocy 200 k.V.A. ustawiona do pracy wzdłużnej. Górna rolka napędzana jest za pomocą zespołu zamontowanego w korpusie maszyny i składającego się z silnika na prąd zmienny, przekładni redukującej i skrzynki przekładniowej.*

Rys. 35. *Uniwersalna spawarka, ta sama co na rys. 34 ustawiona do pracy obwodowej. W tym celu wymienione zostało dolne ramię.*

1) spawarka rolkowa wzdłużna. Stosowana jest ona przeważnie do wykonywania prostolinijnych spoin w cylindrach lub bębnach.

2) Spawarka rolkowa obwodowa (rys. 33), która służy do przypawania końców do cylindrów lub bębnów, względnie do szwów wzdłużnych, gdy wysięg ramion nie pozwala je wykonywać na spawarce wzdłużnej.

3) Spawarka rolkowa uniwersalna, którą można stosować do obu typów robót powyżej opisanych (rys. 34, 35).

Należy zaznaczyć, iż uniwersalne spawarki zazwyczaj posiadają jedynie górną rolkę uniwersalną, zespoły dolnej rolki są natomiast wymienne.

NACISK NA ELEKTRODY

Pierwsze spawarki rolkowe, podobnie jak punktowe, były typu pedałowego, to jest nacisk na elektrody był przenoszony za pośrednictwem sprężyny sterowanej przez pedał połączony z odpowiednim układem dźwigniowym. W dalszym rozwoju procesu wystąpiła konieczność stosowania większych nacisków oraz dokładniejszej kontroli operacji a także zaoszczędzenia zmęczenia spawacza i z czasem zastąpiono sterowanie nożne przez sterowanie mechaniczne względnie hydrauliczne. Przy urządzeniach mechanicznych stosuje się obecnie krzywkę napędzaną za pośrednictwem silnika elektrycznego i sprężynę pracującą na ściskanie, względnie obciążenie statyczne. Najbardziej jednak rozpowszechnione są urządzenia pneumatyczne gdy umożliwiają one łatwość regulacji za pomocą redukcyjnych zaworów i regulowanych przepustnic oraz uniezależniają wielkość nacisku od przesuwu ramienia spawarki.

NAPĘD ROLEK

Celem uniknięcia wielce niepożądanego poślizgu między spawaną blachą a rolką, szybkości obwodowe górnej i dolnej rolki muszą być te same. Rolki posiadają zazwyczaj różne średnice i zużywają się nierównomiernie, a zatym nie można napędzać je obie bezpośrednio.

Ze względu na prostotę rozwiązania konstrukcyjnego najczęściej jest napędzana tylko jedna rolka, drug zaś jest luźno osadzona na osi. Metoda ta daje wyniki zadawalające nawet przy rolkach o różnych średnicach. Niektóre firmy napędzają jednak obie rolki, przyczym dla zsynchronizowania ich szybkości obwodowych albo stosują dyferencjał, albo też napędzają obie rolki za pośrednictwem karbowanych kółek o jednakowych średnicach i jednakowych szybkościach. Niezależnie od zastosowanego typu napędu musi być przewidziana możliwość regulacji szybkości obwodowej rolek, którą się zmienia w zależności od grubości i rodzaju materiału.

Można to osiągnąć stosując kilkostopniową przekładnię w postaci skrzynki biegów lub napędu linowego, albo też przekładnię ciągłą odpowiedniego typu. Ta ostatnia przypuszczalnie jest najwygodniejszą w praktyce.

W zależności od przeznaczenia oraz od producenta stosowane są następujące napędy rolek:

1) napęd górnej rolki kołami zębatymi,
3) napęd górnej rolki karbowanym kółkiem,
4) napęd dolnej rolki karbowanym kółkiem,
5) napęd obu rolek karbowanymi kółkami,
6) uniwersalny napęd górnej rolki kołami zębatymi (dla spawania wzdłużnego i obwodowego).
7) uniwersalny napęd górnej rolki karbowanym kółkiem,
8) uniwersalny napęd obu rolek karbowanymi kółkami,
9) napęd obu rolek kołami zębatymi poprzez dyferencjał celem otrzymania jednakowej szybkości obwodowej obu rolek.

PRZEPŁYW PRĄDU

Początkowo budowano spawarki rolkowe o stałym przepływie prądu między rolkami; obecnie stosuje się to tylko w wypadku spawania bardzo cienkiej blachy. Przekonano się bowiem, że lepiej jest przyrywać prąd w równych, krótkich odstępach czasu wykonując w ten sposób szereg nachodzących na siebie spawek. Stosowanie prądu przerywanego umożliwia ochładzanie się poszczególnych spawek pod ciśnieniem, co zwiększa wytrzymałość spoiny i zmniejsza odkształcenie przedmiotu spawanego.

Szybkość spawania bardzo cienkiego materiału jest tak duża, iż okresowość prądu zmiennego działa w podobny sposób. A zatym przy spawaniu rolkowym można rozróżnić okresy kiedy prąd płynie i okresy kiedy prąd zostaje przerwany. W konstrukcji spawarki trzeba przewidzieć regulację tych okresów, żeby je dostosować do rodzaju roboty. Ilość okresów dla robót normalnych waha się pomiędzy 300 a 1500 na minutę. Napotkano trudności przy projektowaniu urządzeń, któreby mogły przekazywać odpowiedni duży prąd zasilający w żądanych szybkościach. W tym celu obecnie zastosowano trzy sposoby przerywania prądu, a mianowicie:

1) przerywanie mechaniczne,
2) modulacja prądu,
3) sterowanie prądu za pomocą lamp katodowych.

Opracowano kilka typów mechanicznych przerywaczy, które zdały egzamin w ciągu długoletniej praktyki. Należy do nich zaliczyć wyłączniki sterowane elektrycznie, pracujące w pojedynkę lub zespołowo (naprzemian dwa lub więcej), oraz cały szereg typów przerywaczy napędzanych krzywkami (częstokroć chłodzonymi wodą).

Niezależnie od typu, przerywacze mechaniczne. szybkopracujące, z reguły wymagają bardzo starannej i kosztownej konserwacji. To też za ulepszenie spawarki należy uważać wprowadzenie modulatorów czyli dławików obrotowych.

MODULATOR

Modulator jest bardzo prostym i sprawnym urządzeniem. Składa się on z jednofazowego indukcyjnego regulatora, którego stator jest połączony ze źródłem prądu zasilającego, a wirnik połączony szeregowo z pierwotnym uzwojeniem transformatora i włączony do tej samej sieci. Zmienne napięcie wirnika nakłada się przez to na napięcie prądu zasilającego w transformatorze, dając w wyniku napięcia szczytowe.

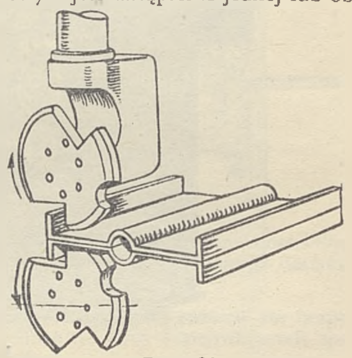
Podczas każdego szyczytowego napięcia zachodzi spawanie. W okresach spadku napięcia następują przerwy w spawaniu, tym niemniej materiał jest do pewnego stopnia podgrzewany. Zmieniając ilość obrotów modulatora reguluje się częstotliwość zmiany szczytów. Konstrukcja modulatora jest tego rodzaju, że okres przepływu prądu spawającego jest równy okresowi przepływu prądu podgrzewającego. Obecnie modulator jest wypierany przez kontrolę prądu przy pomocy lamp tyrotronowych i ignitronowych które dają najlepsze wyniki dla pracy w szerokich granicach.

STEROWANIE ZA POMOCĄ LAMP TYRATRONOWYCH I IGNITRONOWYCH

Zadaniem tych urządzeń jest ścisła kontrola czasu przepływu oraz wielkości prądu. W tym celu w spawarkach rolkowych są stosowane dwie lampy ignitronowe, włączone równolegle, lecz w kierunkach przeciwnych. Lampy ignitronowe są z kolei sterowane przez lampy tyratronowe. Czas przepływu prądu spawającego i czas przerw w przepływie mogą być niezależnie od siebie regulowane, co pół okresu, poczynając od połowy do 40 okresów. Kontrola okresów jest przewidziana dla umożliwienia ciągłej regulacji ciepła spawania bez konieczności zmiany zaczepów na transformatorze. Kontrolę czasu przepływu i czasu przerw uzyskuje się za pomocą łańcucha „bez końca" wyposażonego w dwa rodzaje kontaktów, a miawicie przewodzących i nie przewodzących prąd. Łańcuch jest napędzany za pomocą silnika synchronicznego poprzez koła zębate. Łańcuch ten tworzy pewnego rodzaju komutator „bez końca", w którym kontakty przewodzące i nieprzewodzące prąd mogą być przez spawacza montowane w dowolnym porządku. Każdy kontakt odpowiada połowie okresu w sieci zasilającej o częstotliwości 50 okresów na sekundę. Zmiana ustawienia kontaktów jest łatwa i nie wymaga użycia narzędzi. Gdy chodzi o częste zmiany regulacji kontaktów, to można wymieniać cały łańcuch po uprzednim zamontowaniu kontaktów odpowiednio do potrzeby. Wszystkie kombinacje są możliwe w granicach długości łańcucha. Lampy ignitronowe używane w spawarkach rolkowych, w obudowie stalowej chłodzone wodą, są zdolne do przerywania prądu o napięciu do 1000 kVA.

SPECJALNE WYPOSAŻENIE SPAWAWEK ROLKOWYCH

Jeżeli zachodzi konieczność wykonania spoiny dochodzącej do narożnika zbiornika to nie można używać jako elektrod, normalnych rolek. Celowym jest zastąpienie jednej lub obu

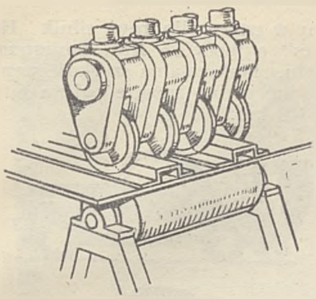


Rys. 36.
Elektrody segmentowe, przeznaczone do wykonywania spoiny dochodzącej do naroży, z wycięciem dla ominięcia rury środkowej.

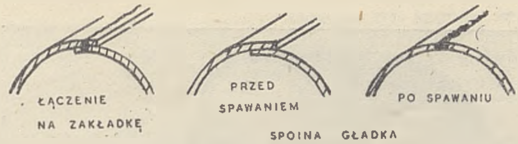
rolek przez elektrody segmentowe pokazane na rys. 36, które umożliwiają wykonanie wielu robót tego typu. Muszą być ono tak uregulowane, żeby rozpoczynać spawanie od początku segmentu przy czym długość spoiny winna być równą długości łuku segmentu. Po zakończeniu spoiny



Rys. 37.
Zasada spawarki rolkowej z przesuwnym trzpieniem. Dolny trzpień jest nieruchomy a napędzana rolka jest równocześnie przesuwana na kółkach.



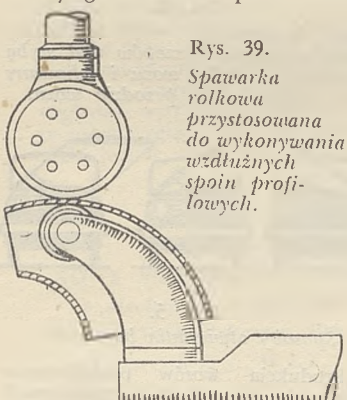
Rys. 38.
Zasada spawarki wielorolkowej. Spawarka ta jest wyposażona w dwa transformatory.



Rys. 40.
Wykonywanie spoin przy łączeniu na zakładkę oraz „gładkich" spoin. Przy „gładkiej" spoinie szerokość wstępnej zakładki winna być około dwa razy większa od grubości blachy spawanej. Podczas operacji spawania zakładka poddaje się i otrzymuje się gładką spoinę.

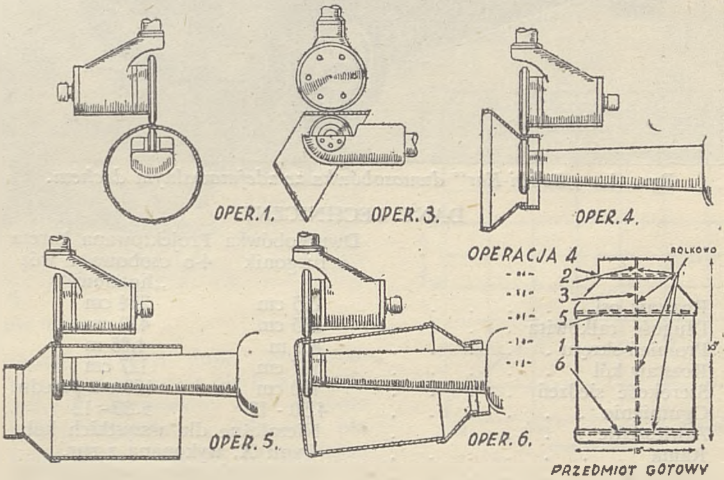
lub zwolnieniu nacisku na segmentowe elektrody, zwracają one samoczynnie do punktu wyjściowego.

Przy spawaniu małych przedmiotów w rodzaju rur o małych średnicach (np. dla tłumików samochodowych) itp. znalazły zastosowanie spawarki w rodzaju przedstawionej schematycznie na rys. 37. W spawarkach tych górną elektrodę stanowi normalna rolka. Dolną rolkę zastąpiono natomiast przez przesuwny trzpień, który się wykonuje odpowiednio do kształtu przedmiotu. Napędzana może być górna rolka w sposób uwidoczniony na rys. 37, lub też stół (montowany wówczas na łożyskach kulkowych) za pośrednictwem śruby i nakrętki lub koła zębatego i zębatki. Pożądane jest, wykonywanie spawania w obu kierunkach przesuwu stołu, gdyż pozwala to uniknąć straty czasu na jałowy powrót stołu po ukończonej operacji.



Rys. 39.
Spawarka rolkowa przystosowana do wykonywania wzdłużnych spoin profilowych.

Spawarki rolkowe do wykonywania podwójnej spoiny posiadają dwie zalety, a mianowicie rozwiązują zagadnienie zmiennej indukcyjności, powstającej gdy stal wchodzi między ramiona spawarki, oraz dozwalają na równoczesne wykonywanie dwuch spoin. Zasada spawania seryjnego jest zobrazowana na rys. 38. W tym wypadku prąd przepływa od jednej górnej rolki poprzez blachę spawaną i wspólną, dolną rolkę do drugiej górnej rolki. Dolna rolka spełnia rolę przewodnika i jest izolowana od reszty maszyny, a zatem podtrzymujące ją ramię może być wykonane ze stali lub żeliwa i jest projektowane jedynie z punktu widzenia wytrzymałości.



Rys. 41.
Kolejność operacji przy wykonywaniu zbiornika spawanego rolkowo.

Adoptację spawarki rolkowej do wykonania wzdłużnej spoiny o kształcie profilowym, przestawia rys. 39.

Nieraz zachodzi potrzeba wykonania „gładkiej" spoiny, to znaczy bez zakładki. W tym celu można stosować metodę pokazaną na rysunku 40. W większości wypadków za pomocą spawania rolkowego z łatwością można wykonywać spoiny „gładkie" tym niemniej bez potrzeby nie należy ich stosować. Wymagają one znacznie lepszego wstępnego wykończenia części spawanych oraz dokładnych przyrządów, któreby wstępną zakładkę utrzymywały w odpowiednich granicach — a w wyniku szybkość spawania spada. Tym niemniej zalety tego rodzaju wykończenia są oczywiste i, gdy występuje potrzeba, opłaca się wykonywać „gładką" spoinę. Przedmiot w ten sposób spawany nie wymaga bowiem żadnego wykończenia przed malowaniem, emaliowaniem, a nawet lakierowaniem.

Na rys. 41 pokazano przykład wykonania za pomocą spawania rolkowego zbiornika ze stali nierdzewnej.

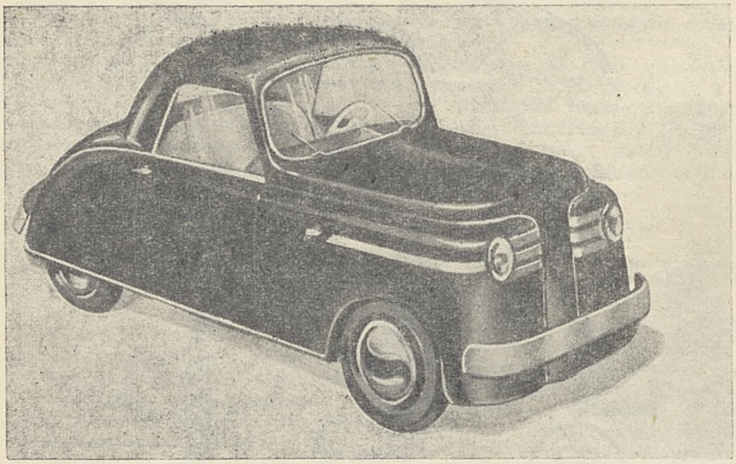
RYNEK SAMOCHODOWY

AMERYKAŃSKI SAMOCHÓD POPULARNY „THE BOBBI-KAR"

(„Automotive and Aviation Industries", Chicago, 1st March, 1946.) Streścił Z. J., W.I.T.

„Bobbi-Kar", skonstruowany jako wóz tani, pojawił się obecnie na rynku amerykańskim w dwu standartowych typach: dwuosobowy (rys. 1) ze zdejmowalną budą oraz furgonik (rys. 2). Wkrótce ma być wypuszczona na rynek czteroosobowa karetka oraz wóz „hotelowy". Cena wozu, niezależnie od typu karoserii, przewidziana jest na 500-600 dolarów loco fabryka.

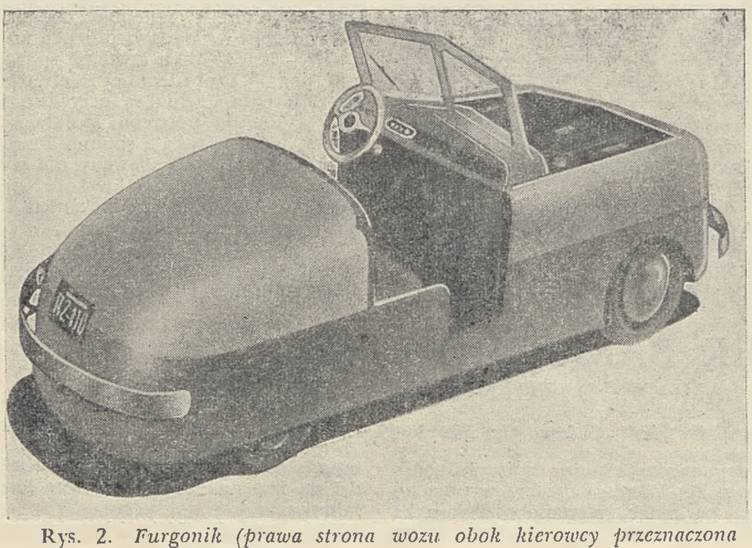
Wóz waży ok. 450 kg i jest wyposa-



Rys. 1. *„Bobbi-Kar" dwuosobówka ze zdejmowalnym dachem.*

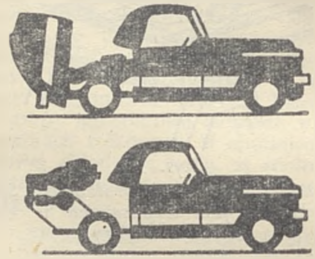
DANE TECHNICZNE

	Dwuosobówka i furgonik	Projektowana kareta 4-o osobowa i wóz „hotelowy"
Rozstaw osi	205 cm	254 cm
Długość całkowita	235 cm	410 cm
Promień skrętu	4,1 m	4,85 m
Rozstaw kół	107 cm	127 cm
Szerokość siedzeń	110 cm	120 cm przedn.
Ogumienie	4.50 - 12	5.00 - 12
Zawieszenie	Niezależne dla wszystkich kół.	
Rama	Typu X, wykonana z rur.	
Bagażnik	W przodzie wozu, pod pokrywą.	
Silnik (dla wszystkich typów)		
Firma, model	„Herkules" model Z×B	
Ilość cylindrów	4	
Średnica×skok	66×76 mm	
Pojemność	1065 cm³	
Moc maksymalna	26 KM	
Smarowanie	Pod ciśnieniem	
Układ zaworu	Dolny	
Materiał tłoka	Żeliwo	
Chłodzenie	Termosyfon (pompa wodna może być założona na żądanie).	

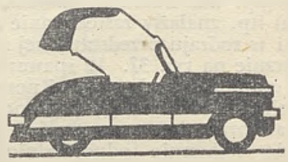


Rys. 2. *Furgonik (prawa strona wozu obok kierowcy przeznaczona również na ładunek).*

żony w czterocylindrowy silnik „Hercules" o mocy 26 KM, umieszczony z tyłu. Maksymalna szybkość wynosi 105 km/godz., zużycie paliwa 6 ltr. na 100 km.



Rys. 3.
Otwieranie osłony i wymontowywanie zespołu napędu odbywa się ku tyłowi wozu.



Rys. 4.
Dach dwuosobówki może być zdjęty przez zluźnienie zaczepów nad szybą przednią i z tyłu wozu i schowany w bagażniku w przodzie wozu.

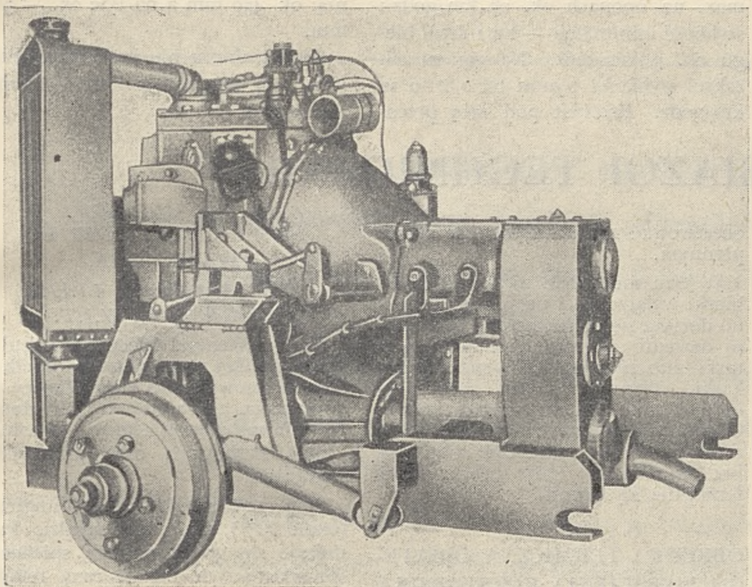


Rys. 5.
Sposoby otwierania bagażnika.

Produkcja wozów projektowana jest w dwu fabrykach, przerobionych z zakładów lotniczych w Chula Vista i National City koło San Diego. Firma spodziewa się osiągnąć w lutym 1947 r. produkcję 5000 wozów miesięcznie. Podwozie, zawieszone niezależnie na czterech kołach, posiada ramę typu X wykonaną z rur. Prototypy posiadały resory ze sprężyn spiralnych, modele obecne zawieszone są na gumowych skrętnych wieszakach i posiadają koła o średnicy 12" oraz opony niskiego ciśnienia.

Napęd wozu rozwiązano jako jeden zespół składający się z silnika, sprzęgła, skrzynki przekładniowej i dyferencjału (rys. 3). Całość jest zawieszona na podłużnicach ramy w trzech punktach na gumowych wieszakach.

Każda półoś posiada dwa przeguby uniwersalne. Po odkręceniu czterech śrub z wewnętrznych przegubów półosi i trzech śrub zawieszenia silnika, cały zespół napędu można wyjąć z sa-

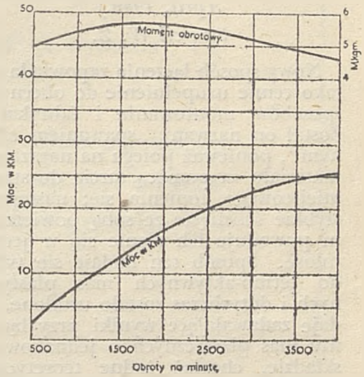


Rys. 6.
Zespół napędu wozu.

mochodu. Ułatwia to bardzo obsługę wozu i umożliwia zamianę całego zespołu w krótkim czasie.

Przy opracowywaniu prototypów robione były badania nad możliwością zastosowania materiałów plastycznych na nadwozie. Jakkolwiek ze względów wytrzymałościowych i estetycznego wyglądu dały one dobre wyniki, jednak koszt zastosowania ich okazał się zbyt duży. Nawrócono więc do nadwozia z blach stalowych. Jedynie zdejmowalny dach dwuosobówki, wykonano z materiału plastycznego, ze względu na zmniejszenie ciężaru, ułatwiając obsługę, oraz kształt, wybitnie nadający się do wykonania z tego materiału.

Części nadwozia są umocowane do ramy w ten sposób, że mogą być łatwo zdejmowalne do naprawy, lub wymiany. Płaty nadwozia o kształcie mało skomplikowanym, są łatwe do produkcji. Surowe prasowane blachy nadwozia są wyścielone od wewnątrz gąbczastą gumą i pokryte imitacją skóry. Ten sposób pokrycia surowych powierzchni wnętrza wozu okazał się tańszy niż sposoby poprzednio stosowane, wymagające czyszczenia, trawienia, malowania itp. Urządzenia wnętrza jak siedzenia, oparcia itd. pokryte są również imitacją skóry, przy czym kolor wykończenia wnętrza może być wykonany według życzenia odbiorcy.



Rys. 7.
Wykres mocy i momentu silnika ,,Herkules" Z.B.

NOWY SAMOCHÓD "KAISER"

(,,Mechanical Engineering", New York, February, 1946.)

Streścił Z. J., W.I.T.

Kaiser-Frazer Corporation wchodzi na rynek samochodowy z pierwszym swoim modelem samochodu ,,Kaiser" (od imienia Henry J. Kaiser).

Model ten jest to pełnowymiarowy sześcio-osobowy wóz o nowoczesnych liniach i następujących cechach szczególnych:

1. Będzie to pierwszy amerykański samochód o przednim napędzie w klasie wozów tanich.
2. Jego łatwo wymontowywany 6-cio cylindorwy silnik o mocy 85 KM wykonany we wspólnym zespole ze sprzęgłem, skrzynką biegów i dyferencjałem, jest umieszczony przed przednią osią, czyli odmiennie niż w innych wozach o przednim napędzie. Stwarza to lepsze warunki pociągu (trakcji) oraz daje bardziej stały środek ciężkości wozu.
3. Po raz pierwszy w Ameryce wóz masowej produkcji jest wyposażony w niezależne zawieszenie (na drążkach skrętnych) na wszystkich czterech kołach.
4. Nadwozie typu tzw. ,,monocoque" (skorupowego), tworzące całość z ramą, zapewnia jazdę cichą bez zgrzytów i skrzypień, tak często powodowanych ruchami nadwozia względem ramy.

KARRIER CK 3

(,,The Commercial Motor", 29th March, 1946.)

Streścił L.S., W.I.T.

Firma Karrier Motors Ltd., należąca do koncernu Rootes'a, wypuściła na rynek ulepszoną odmianę 3-tonowego, dwuosiowego, sześciokołowego podwozia ciężarowego, nadając mu nazwę Karrier 3-4 tony typ CK 3. Firma twierdzi, że Karrier typ CK 3 szczególnie nadaje się na śmieciarki o pojemności 8 - 14 m³ , wozy asenizacyjne o ok. 3.000 litrów pojemności, ciężarówki z nadwoziem-wywrotką itp.

TRAKTOR UNIWERSALNY NUFFIELDA

(,,The Commercial Motor", 29th March, 1946.)

Streścił L.S., W.I.T.

Koncern samochodowy lorda Nuffielda (dawniejszy Mr. Morris) wypuszcza pierwszy swój traktor rolniczy pod nazwą ,,Nuffield Universal Tractor", wykorzystując w ten sposób swoje, rozwinięte w czasie wojny, oddziały produkcji wojskowych pojazdów terenowych.

Pomimo prostej konstrukcji, traktor ten posiada kilka interesujących inowacji: ma on być całkowicie odporny na wpływy atmosferyczne, błoto, rdzewienie itp.; może być na miejscu użytkowania przekształcony z czterokołowca, na trójkołowiec lub na traktor gąsienicowy i jest sprzedawany z pełnym, potrzebnym do takich przemian, wyposażeniem.

Czterocylindrowy benzynowo-naftowy silnik, o mocy na hamowni 30 HP przy 1300 obr/min, jest wyposażony w regulator obrotów, nastawny w granicach od 800 do 2000 obr/min.

Inne szczegóły konstrukcyjne: zapłon magneto; wymienne tuleje cylindrowe; zamienne koła na pneumatykach, albo koła bieżne stalowe, albo też gąsienice; 5-cio biegowa skrzynka biegów plus bieg wsteczny; szybkość max. na oponach ok. 27 km/godz.; szybkość minimalna — na 1-szym biegu ok. 3 km/godz. Na gąsienicach zakres szybkości wynosi od 0,8 do 10 km/godz. Prześwit pod osią przednią: ok. 450 mm a na tyle ok. — 580 mm.

Cena traktora nie jest jeszcze ustalona, ale ma być podobno bardzo przystępna.

DROBIAZGI TECHNICZNE

SPAWANIE CIERNE TERMO-AKTYWNYCH MAS PLASTYCZNYCH

(K. Rose „Materials and Methods", Vol. 22, No. 6, Dec. 1945—„The Engineers' Digest", Vol. VII, No. 4, April, 1946.)

Streścił W. Ż.

Nowy sposób łączenia zapowiada się jako cenne uzupełnienie do obecnych sposobów montowania i fabrykacji. Został on nazwany „spawaniem ciernym", ponieważ polega na nagrzaniu materiału za pomocą tarcia do stanu miejscowego topienia się; następnie szybkie ściśnięcie ze sobą powierzchni powoduje ich zlanie się w jedną całość. Sposób ten nadaje się tylko do termo-aktywnych mas plastycznych i dotychczas zostało ustalone, że daje zadawalające wyniki przy łączeniu mas plastycznych o jednakowym składzie, chociaż żadne teoretyczne względy nie stoją na przeszkodzie do użycia tego sposobu, przy łączeniu mas plastycznych o różnym składzie. Stosowano go na skalę laboratoryjną do łączenia mas plastycznych z drzewem i metalem.

Ważną zaletą spawania ciernego jest nadzwyczajna prostota. Do jego wykonania nie potrzeba specjalnych urządzeń. Sposób polega na zetknięciu ze sobą dwuch powierzchni, z których jedna lub obydwie wprowadzone są w szybki ruch i zastosowania nacisku wystarczającego do spowodowania tarcia w celu wytworzenia potrzebnego ciepła. Gdy powierzchnie osiągną stan topliwości, przedmioty łączone dociska się mocno do siebie, wyłączając napęd obrabiarki. Roztopione powierzchnie masy plastycznej twardnieją natychmiast i dwa przedmioty zostają spojone ze sobą.

Do spawania, jeden z przedmiotów z masy plastycznej umocowuje się w uchwycie szybkobieżnej wiertarki, szybkobieżnej tokarki, wirówki, lub tp. Drugi przedmiot może być trzymany w imadle na stole wiertarki, lub zamocowany inaczej, odpowiednio do konstrukcji użytej obrabiarki. Po upływie kilku sekund, od chwili zetknięcia się przedmiotu obracającego się z przedmiotem unieruchomionym, materiał zaczyna dymić i zaobserwować można żywicę w stanie płynnym.

W tym momencie wyłącznik obrabiarki wyłącza się i natychmiast mocno dociska się części łączone za pomocą dźwigni, posuwu wrzeciona wiertarki, lub ręcznego koła suportu tokarki. Płynny materiał twardnieje bezpośrednio po zatrzymaniu ruchu. Cienki kruchy rąbek wyciśnięty nazewnątrz spoiny może być obłamany bez trudności. Cały proces trwa mniej niż 30 sekund.

OBRÓBKA TERMICZNA ZĘBATEGO PIERŚCIENIA ROZRUSZNIKA METODĄ INDUKCYJNĄ

(Production of Starter Gear Rings Revolutionized by electronic process —„Machinery", New York, January 1946.)

Streścił Z.J.—W.I.T.

Zastosowanie przez Studebaker Corporation metody indukcyjnej do obróbki termicznej pierścienia zębatego dla rozrusznika zredukowało czas obróbki z dwuch i pół godzin do 20 sekund. Zamiast nagrzewania całego pierścienia w piecu gazowym, nagrzewaniu podlegają jedynie zęby pierścienia od których wymagana jest większa twardość. Obrobione termicznie tą metodą zęby mają znacznie większą odporność na uderzenia; pierścienie ulegają mniejszym odkształceniom, co ułatwia montaż i zapewnia równomierniejszą pracę.

Dla obróbki tą metodą pierścień osadza się na uchwycie mosiężnym wewnątrz zmiennego pola magnetycznego, wytworzonego cewką. Podczas procesu przedmiot obraca się z uchwytem z szybkością 75 obr/min., zaś prąd o wysokiej częstotliwości, zasilający cewkę, zmienia w niej pole magnetyczne 540.000 razy w ciągu sekundy. Zmienne pole wywołuje ruchy drobin materiału zębów pierścienia i powoduje wytwarzanie się ciepła na powierzchni, które postępuje wgłąb materiału. Prąd wyłącza się w chwili, gdy temperatura zębów osiągnie 850° C (po około 13 sekundach), a następnie strumień wody, z rury otaczającej pierścień, studzi go w ciągu 7 sekund. W czasie studzenia, przedmiot obraca się w celu zapewnienia równomiernego chłodzenia.

NOWY CIĘŻKI STOP DO WYWAŻANIA.

(„The Aeroplane", 4.I.1946.)

Streścił T. Ż., W.I.T.

Firma „General Electric Co. Ltd." wprowadziła na rynek w Wielkiej Brytanii nowy ciężki stop, służący do wyważania. Znalazł on jak dotąd głównie zastosowanie przy wyważaniu wałów korbowych oraz przyrządów lotniczych.

Stop ten składa się z tungtenu (około 90%), niklu oraz miedzi. Produkuje się go za pomocą spiekania sproszkowanych metali przy temperaturze 1450°C. Jest on obrabiany z łatwością przez skrawanie. Wykazuje dużą odporność przeciwkorozyjną na działanie wody morskiej. Może on być powlekany elektrolitycznie niklem, chromem lub kadmem. Pozatem nadaje się do lutowania na brąz lub srebro, za pomocą normalnych metod. Spawać go można przy pomocy wodoru — stosując specjalną metodę. W razie potrzeby stop ten może być dostarczony w formie odlewów z normalnymi naddatkami na obróbkę, przy małych przedmiotach można jednak pominąć obróbkę, gdyż dają się utrzymać dostatecznie wązkie tolerancje odlewów.

W stosunku do ołowiu nowy stop wykazuje następujące zalety: większy ciężar właściwy, bez porównania lepsze właściwości wytrzymałościowe, wysoki punt topliwości i brak skłonności do odkształceń.

Najważniejsze dane techniczne:

Wytrzymałość na zerwanie 66 kg/mm^2.

Wydłużenie (przy próbce 25 cm) 3%.

Granica płynności 59 kg/mm^2.

Wytrzymałość na ściskanie powyżej 200 kg/mm^2.

Twardość wg. Brinella 290°.

Ciężar właściwy 16-17.

Współczynnik rozszerzalności (20° - 420°C) 5, 6×10^{-6}.

Przewodnictwo elektryczne ohm^{-1} -cm^{-1} $0{,}68 \times 10^{5}$.

Przewodnictwo cieplne (CGS) 0,25.

BIBLIOTEKA „PRZEGLĄDU MOTORYZACYJNEGO"

Ukazały się następujące tomy Biblioteki „Przeglądu Motoryzacyjnego":

Nr. 1 — **A Theegarten, V.D.I. i M. Geyer, V.D.I. „FREZOWANIE"** (2 wydania. Cena 4/-, wraz z przesyłką 4/6.

Nr. 2. — **„DRYKOWANIE"** (2 wydania). Cena 4/-, wraz przesyłką 4/6.

Nr. 3. — **„PRODUKCJA WYROBÓW BAKELITOWYCH"** (2 wydania). Cena 4/6, z przesyłką 5/-.

Nr. 4. — **„CHROMOWANIE"** — zastosowanie chromowania celem utrwalenia i uodpornienia na zużycie powierzchni sprawdzianów, narzędzi do skrawania, matryc, form oraz części maszyn. — Cena 4/6, z przesyłką 5/-.

Powyższe broszury są tłumaczeniem wydawnictwa
Machinery „Yellow Back Series".

W przygotowaniu są następujące dalsze tomy:

„KOŁA ZĘBATE" — w opracowaniu inż. Z. Kornbergera.

„PRODUKCJA ODKUWEK FOREMNIKOWYCH" — w opracowaniu inż. J. Malanowskiego.

„TOKARSTWO" — w opracowaniu inż. Cz. Fałkowskiego.

„PRASY DO PRZEROBU BLACHY" — w opracowaniu inż. T. Żylińskiego.

Ponadto jest w opracowaniu **„KALENDARZYK PRZEGLĄDU MOTORYZACYJNEGO".**

Książki można zamawiać wpłacając należność na ręce Skarbnika Komitetu Redakcyjno-Wydawniczego „Przeglądu Motoryzacyjnego", kol. S. Bissenika (Charleshill near Aberdour, Fife, Great Britain).

Printed by Wm. McLellan & Co. Ltd., 240 Hope Street, Glasgow
for Polish Motor Digest.